

VŠB-Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut Dopravy

Konstrukční řešení vybrané části pohonu silničního vozidla

Design solution of selected part of road vehicle powertrain

Student: Bc. Patrik Richlý

Vedoucí diplomové práce: Ing. Michal Richtář, Ph.D.

Ostrava 2016

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Institut dopravy

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Patrik Richlý**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2301T003 Dopravní technika a technologie  
Specializace: 20 Silniční doprava  
Téma: **Konstrukční řešení vybrané části pohonu silničního vozidla**  
**Design Solution of Selected Part of Road Vehicle Powertrain**  
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Úvod
2. Teoretický rozbor problému
3. Návrh konstrukčního řešení
4. Zhodnocení a doporučení
5. Závěr

Seznam doporučené odborné literatury:

Matějka, R. Vozidla silniční dopravy I, Bratislava, 1990, ISBN 80-05-00392-7  
Matějka, R. Vozidla silniční dopravy II, Bratislava, 1990, ISBN 80-7100-074-4  
Vlk, F. Motorová vozidla I, Brno: VUT Brno, 1989, ISBN 80-214-0038-2

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Michal Richtář, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.  
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomové práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....

podpis

Patrik Richlý

Rolnická 25, Opava

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

RICHLÝ, P. *Konstrukční řešení vybrané části pohonu silničního vozidla: diplomová práce.*

Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2016, s.

Vedoucí práce: Richtář, M.

Jako téma své diplomové práce jsem si vybral – Konstrukční řešení vybrané části pohonu silničního vozidla. V této práci se zabývám návrhem přídatné dvoustupňové převodovky pro Tatra Phoenix 8x8 za účelem zvýšení přepravní účinnosti na silnici.

Práce je rozdělena na tři části. V první části seznamuji čtenáře s ozubenými koly, které mohou figurovat v převodovkách a obecně v převodech. V druhé části se zabývám jízdními charakteristikami vozidla, jeho odpory a výpočtem převodového poměru, s kterým je možné dosáhnout naší stanovené rychlosti na rovné asfaltové silnici tedy  $v_{\max}$ . V poslední části jsou dle vypočteného převodového poměru uzpůsobeny počty zubů a dle zatěžujícího momentu a sil jsou vypočteny pevnosti hřídelů a ozubení.

**Klíčová slova:** přídatná převodovka, ozubené kolo, jízdní charakteristiky.

## THESIS ANNOTATION

RICHLÝ, P. *Design solution of selected part of road vehicle powetrain : Thesis*. Ostrava : VŠB - Technical university of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, The Institute of Transport, 2016, s. Thesis head: Richtař, M.

As the topic of my thesis I chose - Structural design of the selected drive a road vehicle. In this work I deal with the design of an additional two-stage gear for Tatra Phoenix 8x8 In order to increase the transmission efficiency of the road.

The work is divided into three parts. The first part introduces the reader with gears that may figure in the transmission and generally transfers. The second part deals with the driving characteristics of the vehicle, its resistances and calculating the ratio, which makes it possible to achieve our set speed on flat asphalt road, therefore max. . In the last section are calculated according to the ratio adapted according to the number of teeth and burdensome torques and forces are calculated strength of shafts and gears.

**Key words:** The additional gear box, gear , driving characteristics .

# Obsah

.....	2
Obsah.....	7
Seznam použitého označení .....	10
Úvod .....	12
1 Ozubená kola .....	13
1.1 Základy ozubení .....	17
1.2 Boční vůle.....	19
1.3 Podřezání paty zubů.....	19
2 Důvod použití převodovek.....	21
3 Funkce převodovek.....	23
4 Rozdělení vozidlových převodovek[1] .....	24
4.1 Dle způsobu změny převodového poměru .....	24
4.2 Dle druhu převodu .....	24
4.3 Dle druhu řazení rychlostních stupňů na převodovky .....	24
5 Mechanické převodovky .....	24
5.1 Mechanické převody dvouhřídelové a tři hřídelové .....	25
6 Planetové převodovky.....	27
6.1 Princip činnosti .....	27
6.2 Jednoduchá planetová soukolí .....	28
6.3 Kinematika planetových soukolí .....	30
6.4 Podmínky smontovatelnosti planetových soukolí .....	30
7.2 Rozdělení přídavných převodovek .....	32
8 Zhodnocení stávajícího vozidla a návrh sestupné převodovky.....	38
8.1 Rozměry a technický popis vozidla.....	39
8.2 Parametry hnacího ústrojí .....	42
9 Jízdní odpory.....	45

9.1	Odpor valení .....	45
9.2	Odpor vzduchu .....	48
9.3	Odpor sklonu .....	51
10	Sestupný převod .....	53
10.1	Rychlostní charakteristiky pro silnici .....	56
10.2	Výpočet převodového poměru pro zvolenou maximální rychlost.....	57
10.3	Rychlostní diagramy .....	61
11	Návrh ozubení .....	63
11.1	Uspořádání převodů.....	63
11.2	Volba počtů zubů.....	64
11.3	Výpočet geometrie ozubení .....	66
12	Pevnostní kontrola ozubení .....	68
12.1	Výpočet zatěžujících sil a momentů .....	68
12.2	Materiálové hodnoty .....	70
12.3	Pevnostní výpočet.....	71
13	Kontrola hřídelů .....	72
13.1	Určení zatížení hřídelů od krouticích momentů ozubených kol .....	72
13.2	Statická kontrola .....	75
13.3	Hřídel H1 .....	75
13.4	Hřídel H2 .....	79
13.5	Hřídel H3 .....	82
14	Výpočet ložisek .....	84
14.1	Zatížení ložisek.....	85
14.2	Hřídel H1 .....	88
14.3	Hřídel H2 .....	89
14.4	Hřídel H3 .....	90
14.5	Kontrola jehlové ložiska pod hnacími ozubenými koly .....	91



15	Kontrola spojů pro přenos krouticího momentu .....	93
15.1	Kontrola zubové spojky .....	93
15.2	Spojení ozubených kol na předlohovém hřídeli .....	95
15.3	Spojení hnaného hřídele a kola 5 .....	96
16	Závěr.....	97
17	Seznam použité literatury .....	99

## Seznam použitého označení

Značka	Popis	Jednotka
$D_a$	Průměr hlavové kružnice	[mm]
$D_f$	Průměr patní kružnice	[mm]
$st$	Tloušťka zubu měřena na roztečné kružnici	[mm]
$s_u$	Šířka zubní mezery	[mm]
$b$	Šířka zubu	[mm]
$o$	Obvod roztečné kružnice	[mm]
$t$	Rozteč zubů	[mm]
$z$	Počet zubů	[-]
$m$	Modul ozubení	[-]
$M_M$	Moment motoru	[Nm]
$P_e$	Výkon motoru	[kW]
$\omega$	Uhlová rychlost	[rad*s <sup>-1</sup> ]
$F_k$	Hnací síla na kolech	[ N ]
$i_c$	Celkový převodový poměr	[-]
$i_t$	Terénní převodový poměr	[-]
$i_s$	Silniční převodový poměr	[-]
$\eta_m$	Mechanická účinnost	[%]
$r_d$	Poloměr kola	[m]
$\varepsilon$	Uhlové zrychlení	[rad*s <sup>-2</sup> ]
$\varphi$	Uhlové posunutí	[ ° ]
$n$	Otáčky	[min <sup>-1</sup> ]
$\delta$	Úhel mezi satelity planetové převodovky	[ ° ]
$s$	Počet satelitů	[-]
$O_f$	Odpor valení	[N]
$O_v$	Odpor vzduchu	[N]
$O_s$	Odpor sklonu	[N]
$g$	Tíhové zrychlení	[m*s <sup>-2</sup> ]
$m$	Hmotnost vozidla	[kg]
$\alpha$	Úhel sklonu vozovky	[ ° ]

Značka	Popis	Jednotka
$f$	Součinitel valivého odporu	[-]
HP	Koňská síla	[kúň]
$v$	Rychlost vozidla	[km/h]
$\rho$	Hustota vzduchu	[kg*m <sup>-3</sup> ]
Š	Šířka vozidla	[m]
V	Výška vozidla	[m]
$c_x$	Tvarový součinitel aerodynamického odporu	[-]
$S_x$	Průmět čelní plochy vozidla	[m <sup>2</sup> ]
$i_{pps}$	Převodový poměr navrženého silničního převodu	[-]
$C_0$	Základní statická únosnost	[kN]
C	Základní dynamická únosnost	[kN]

# Úvod

Již mnoho let se využívají ve vozidlech převodovky, které mají svůj účel jasný, a to zvýšit rozsah využití motorů. Převodovka má mnohem víc účelů než jen zvýšit maximální rychlost vozidla. Motor by bez převodovky pouze dosáhl svých maximálních otáček a rychlost vozidla by zdaleka nebyla taková, jako u vozidla s převodovkou. Taktéž i při stoupání, kdy je kladen vozidlu různý jízdní odpor, ať už stoupání, nebo odpor válení převodovka zvyšuje sílu na kolech, kde je třeba překonat jednotlivé odpory.

Avšak není psáno, že vozidlo smí mít převodovku pouze jednu. Převodovky mohou být i třeba dvě. Jako druhá může být převodovka přídavná, neboli tzv. sestupná převodovka. Tyto převodovky se používají často u nákladních vozidel, u kterých by základní převodovka musela být příliš rozměrná. Tyto převodovky se využívají z několika důvodu, například pro pohon jiných pomocných zařízení na vozidle nebo pro zvýšení rozsahu základní převodovky. Takových využití má přídavná převodovka nespočet. Umístění přídavných převodovek je z 99% za hlavní převodovkou. Poté mohou být sestupné převodovky provedeny s nutným řazením za klidu, jelikož v těchto převodovkách není synchronizátor nebo přídavné převodovky osazeny právě synchronizátorem, kde je možno řadit mezi dvěma převody za jízdy.

Tyto převodovky pak mohou obsahovat ještě děliče momentu, který hnací moment dělí mezi přední a zadní nápravu. Z většiny jsou to planetové děliče momentu. Tyto děliče lze zapojit nebo odpojit a hnaná náprava by byla pouze zadní nebo při zapojení tohoto děliče by byla hnaná náprava jak zadní, tak i přední. Tyto planetové děliče momentu se používají z důvodu zvýšení hnací síly na kolech.

Mým úkolem v diplomové práci je navrhnout právě sestupnou převodovku pro Tatra Phoenix s typovým označením MINING. Z důvodu, že ve standartní verzi tohoto vozidla je pouze jednostupňová přídavná převodovka. Mým cílem je vozidlo adaptovat nejen pro terén, ale hlavně pro silnici, kde by vozidlo dosahovalo maximální rychlosti pouze 60 km/h.

# 1 Ozubená kola

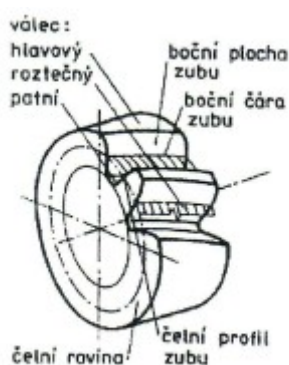
Ozubená kola bývají ve většině případů umístěna na hřídeli a přenášejí tak otáčivý pohyb z jednoho kola na druhé. Tím pádem se otáčí i hřídele, na kterých jsou kola umístěna. Poměr počtu zubů kola prvního a druhého, která spolu zabírají, nám udává převodový poměr tohoto soukolí.

Ozubené kolo se dá popsat několika částmi - má tělo a ozubený věnec. Tento věnec je charakterizován roztečnou plochou. Dle tohoto parametru rozlišujeme různé typy ozubených kol:

- Válcová
- Kuželová
- Hyperboloidní

Věnec je tvořen ze zubů. Ty jsou rozloženy rovnoměrně po obvodě ozubeného kola. A především geometricky určenými bočními plochami zubů.

Je ohraničen radiálně-hlavovou a patní kružnicí.



Obrázek 1: ozubený věnec [3]

Podle vzájemných poloh kružnic rozlišujeme kola:

- S vnitřním ozubením
- S vnějším ozubením

Podle druhu čelního profilu ozubení rozlišujeme kola:

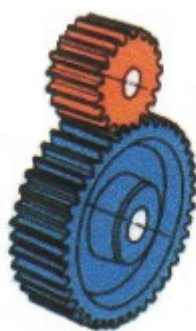
- Evolventní
- Cykloidní
- Zvláštní

Podle tvaru boční čáry zubů rozlišujeme kola:

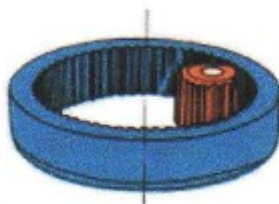
- S přímými
- S šikmými
- S dvojité šikmými (šípové)
- Zakřivené
- Šroubovými[3]

### *Čelní soukolí*

Pokud je hnaný a hnací hřídel, na kterých jsou umístěna ozubená kola rovnoběžně, moment je přenášen čelním soukolím. Těmto ozubeným kolům říkáme čelní ozubená kola. [3]



Obrázek 2: Přímá vnější ozubení



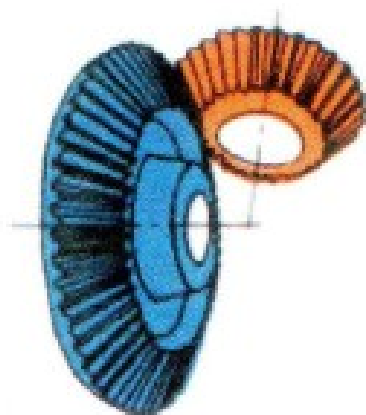
Obrázek 3: Vnitřní přímé zuby



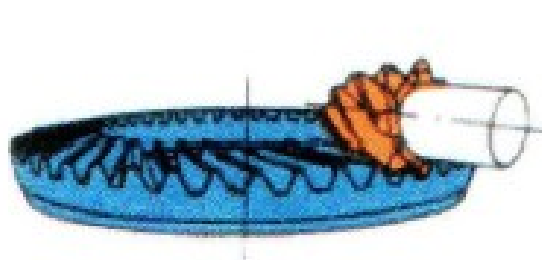
Obrázek 4: Šikmé zuby

## *Kuželové soukolí*

Pokud je hnáný a hnací hřídel, na kterých jsou umístěna ozubená kola různoběžně. Využívá se soukolí kuželového. Potom kola v tomto soukolí se nazývají kuželová. [3]

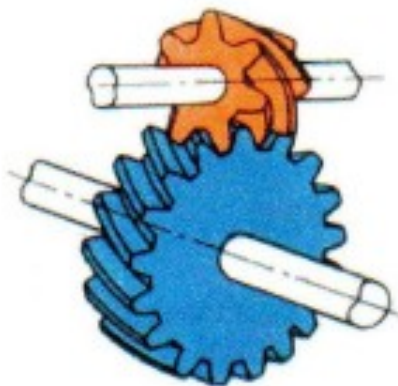


*Obrázek 4 Přímé zuby*



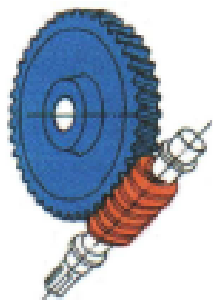
*Obrázek 6: Šikmé zuby*

## *Šroubové soukolí*

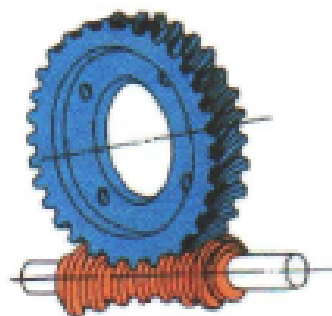


*Obrázek 7: Šroubová soukolí osy mimoběžné*

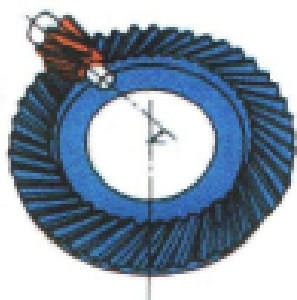
## Šneková soukolí



Obrázek 5: Válcový šnek a globoidní šnekové kolo



Obrázek 9: Globoidní šnek a globoidní šnekové kolo



Obrázek 6: Osy mimoběžné s přímými zuby



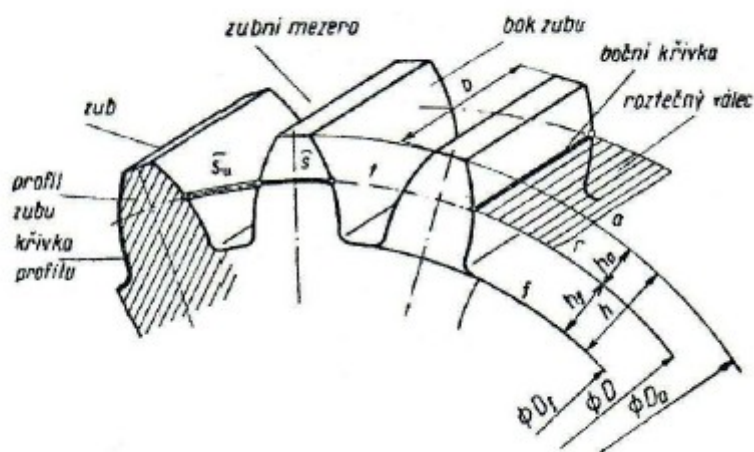
Obrázek 11: Sse zakřivenými zuby



## 1.1 Základy ozubení

Věnc na disku ozubeného kola je opatřen ozubením. Místa vytvořena mezi zuby jsou zubní mezery. Tvar čela zuby je nazýván profil zuby. Hlavová kružnice  $a$  je kružnice, jež vymezuje konec hlavy zubů. Patní kružnice  $f$  zase jejich patu.

Výška zuby  $h$  je radiální vzdálenost hlavové a patní kružnice. Výška hlavy  $h_a$  a výška paty  $h_f$  se měří od roztečné kružnice  $r$ .  $D$  je průměr roztečné kružnice  $r$ . Vzdálenost vedlejších stejnohlých křivek profilů (měřeno jako oblouk na roztečné kružnici  $r$ ) nazýváme roztečí  $t$ . Proto se tato kružnice nazývá roztečnou.[2]



Obrázek 12: Popis ozubeného kola[2]

$D_a$  – průměr hlavové kružnice

$D_f$  – průměr patní kružnice

$s$  – tloušťka zuby, měřena jako oblouk na roztečné kružnici  $r$

$s_u$  – šířka zubní mezery

$b$  – šířka ozubení

Významný charakter má u ozubení jeho atribut *modul*  $m$ , což je část průměru roztečné kružnice připadající na jeden zub kola. Když je počet zubů kola  $z$  a rozteč zubů  $t$  pak je obvod roztečné kružnice:

$$o = \pi * d = z * t \quad [mm] \quad (1)$$

A průměr roztečné kružnice:

$$d = z * \frac{t}{\pi} = z * m \quad [mm] \quad (2)$$

Kde modul  $m$  :

$$m = \frac{t}{\pi} \quad [-] \quad (3)$$

Veškeré parametry ozubení jsou násobkem modulu  $m$ . Ten je normalizován a odstupňován v řadě podle ČSN 014608 [2].

*Tloušťka zubu*  $s_z$  je délka oblouku na roztečné kružnici mezi oběma boky stejného zubu. Šířka zubní mezery  $s_m$  je délka oblouku roztečné kružnice mezi levým a pravým bokem dvou přilehlých zubů.

U výpočtu ozubených soukolí platí:

$$s_z = s_m = \frac{t}{2} \quad [mm] \quad (4)$$

Průměrové rovnice pro kola s přímým ozubením:

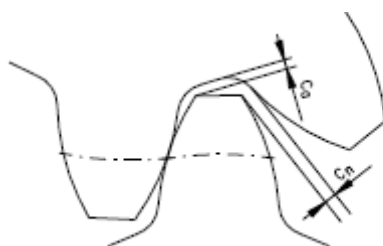
$$\text{Průměr roztečné kružnice} \quad D = m * z \quad [mm] \quad (5)$$

$$\text{Průměr hlavové kružnice} \quad D_a = 2 + h_a = D + 2m \quad [mm] \quad (6)$$

$$\text{Průměr patní kružnice} \quad D_f = 2 - h_f = D - 2,5m \quad [mm] \quad (7)$$

## 1.2 Boční vůle

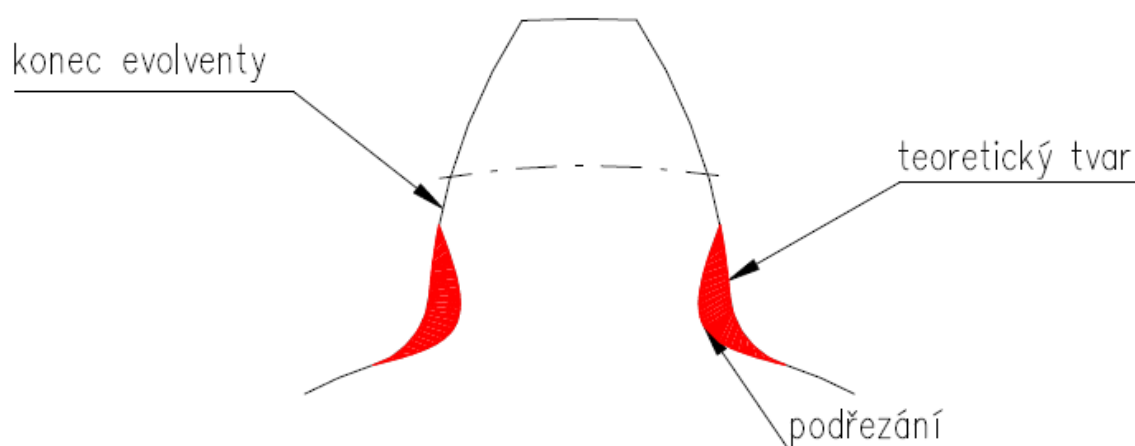
*Boční vůle* je vlastně mezera značena  $c_n$ . Ta nám vznikne mezi zadními boky zubů spolu zabírajících kol. Nepřesnost výroby kol a tepelná roztažnost při provozu, to jsou důvody, proč je nutno vytvářet tuto vůli. V záběru se mohou dotýkat zuby pouze čelně ve směru záběru. Díky opracování ozubení o něco víc, avšak v předepsané toleranci tuto vůli získáme. Ve skutečnosti bude tloušťka zubů o něco málo menší, než je teoretická vypočítaná hodnota. Jelikož jsou zuby u obou kol takto zmenšeny, vznikne v soukolí požadovaná vůle  $c_n$ . [14]



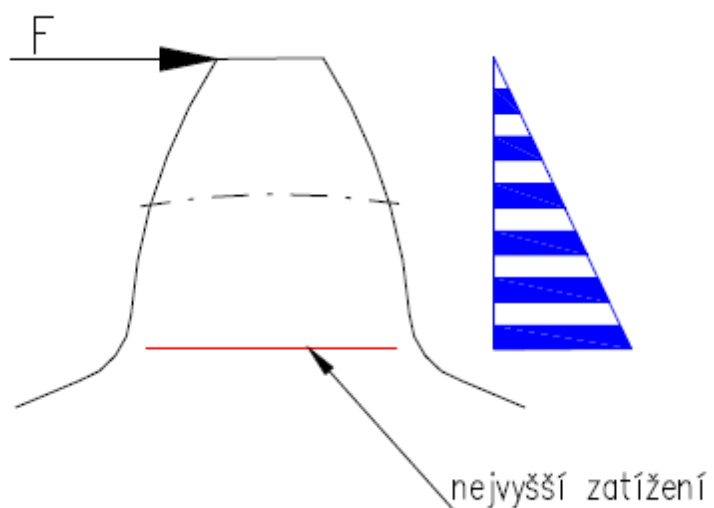
Obrázek 13: Popis boční vůle zubu[14]

## 1.3 Podřezání paty zubů

Kdybychom dali vedle sebe několik kol se shodnými moduly a různými poloměry, zjistili bychom, že když změníme poloměr, změní se i množství zubů na věnci kola a tím i celkový profil ozubení. Pokud kolo však bude natolik malé, že počet zubů na jeho věnci by klesl pod kritickou hranici (u převážné většiny ozubených kol je to 17 zubů), vznikne nám v patách zubů nežádoucí problém. Může vzniknout podřezání zubu jeho zeslabení. [14]



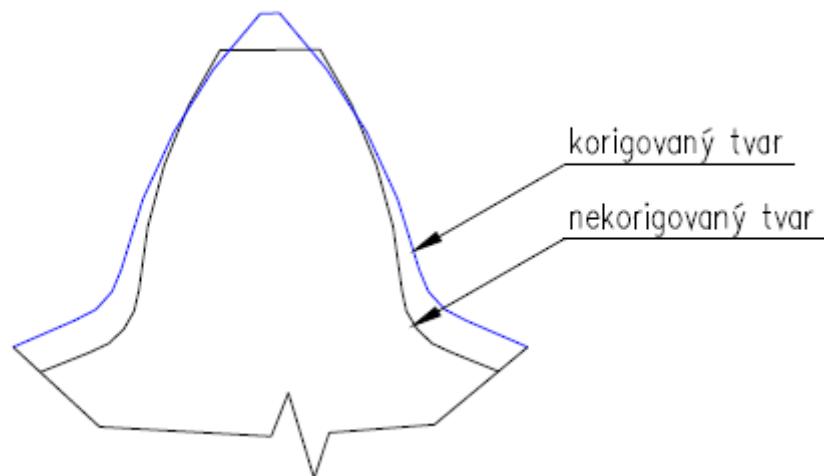
Obrázek 14: Popis míst podřezání zubů [14]



Obrázek 15: Místo vzniku maximálního zatížení na zubu [14]

Toto zeslabení je nazváno podřezání zubu. Tento jev je velmi nebezpečný, jelikož zub je v tomto místě namáhán největším ohybovým zatížením.

Protože je toto podřezání zubu nežádoucí, je nutno tomu zamezit. Proto se zavádí tzv. korekce ozubení. Korekcí se vlastně záměrně posune výška hlavy a paty zubu, a to při zachování průměru roztečné kružnice viz. Obr. 16. [14]



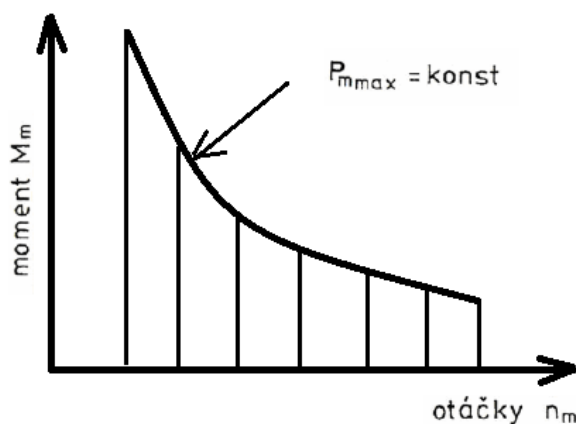
Obrázek 16: Profil zubu před a po korekci[14]

## 2 Důvod použití převodovek

Jestliže by pístový spalovací motor měl ideální otáčkovou charakteristiku, vozidlo by nemuselo být vybaveno převodovkou. Pro krouticí moment při konstantním výkonu  $P_e =$  konstantní platí:

$$M_M = \frac{P_e}{\omega} \quad [Nm] \quad (8)$$

Tento vztah vyjadřuje rovnici hyperboly. To značí, že krouticí moment by musel mít hyperbolický průběh, viz obr. 17.



Obrázek 17: Ideální otáčková charakteristika spalovacího motoru[ Vlastní zpracování ]

Protože hnací síla motoru je na hnacích kolech vozidla:

$$F_k = \frac{M_M \cdot i_c \cdot \eta_m}{r_d} \quad [N] \quad (9)$$

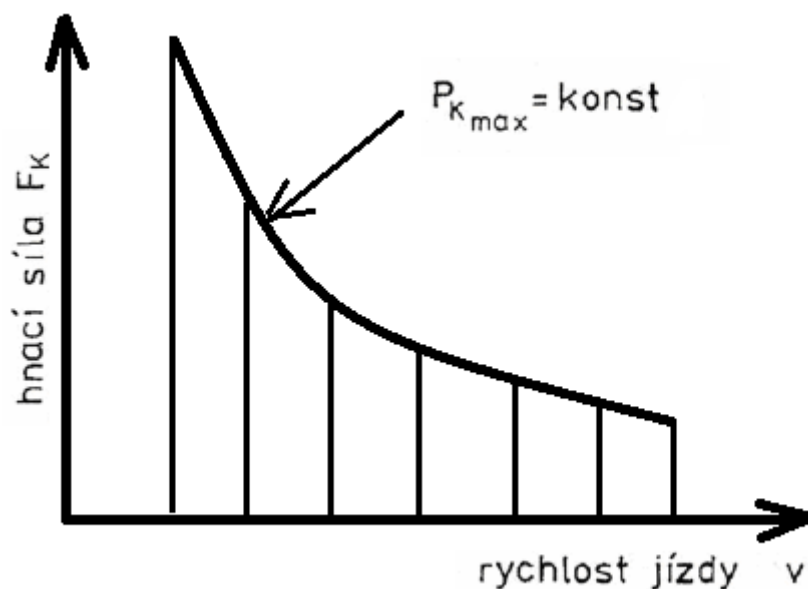
kde:  $M_M$     krouticí moment                      [Nm]

$i_c$         celkový převodový poměr    [-]

$\eta_m$         mechanická účinnost                      [-]

$r_d$         dynamický poloměr kola                [m]

Přímo úměrná momentu, byla by i ideální charakteristika motoru. Viz obr. 2. Avšak moment motoru skutečného se liší o modelu ideálního. Tudíž musíme pro lepší využití výkonu motoru využít v kompletním rozsahu požadovaných rychlostí převodovku.[2]



Obrázek 18: Ideální průběh hnacího výkonu spalovacího motoru[ Vlastní zpracování ]

### 3 Funkce převodovek

Primární záměr převodovek je, aby měnily krouticí moment, který vystupuje z motoru a je přenášen na hnaná kola vozidla přes převodovku v jednotlivých poměrech. Z důvodu, aby motor bez ohledu na rychlost vozidla měl stále stejné otáčky, ve kterých dosahuje maximálního výkonu. Když je rychlost vozidla vyšší, tím pádem kola se točí rychleji, potřebujeme tudíž vyšší rychlostní stupeň, ty nejvyšší převodové stupně mají převodový poměr menší než jedna. Opačný případ je při rozjezdu či jízdě do kopce, kdy vozidlo má rychlost nulovou nebo menší. Vozidlo potřebuje pro překonání odporů dostatečný výkon, který by s vyšším převodovým stupněm nestačil. Jelikož výkon motorů klesá s klesajícími otáčkami.

Tento požadavek však není jediný, aby převodovka měnila poměr krouticího momentu z motoru na kola. Jsou ještě další, a to změna smyslu krouticího momentu. Změnou smyslu krouticího momentu v převodovce se zajišťuje reverzní směr vozidla.

Jedna z neméně důležitých funkcí převodovky je, aby zajistila přerušení toku krouticího momentu a to i při sepnuté spojce tzv. (neutrál).

## **4 Rozdělení vozidlových převodovek<sup>[1]</sup>**

Převodovky lze rozdělit z několika konstrukčních hledisek.

### **4.1 Dle způsobu změny převodového poměru**

- a) Stupňové
- b) Plynulé

### **4.2 Dle druhu převodu**

- a) Mechanické
  - S čelními ozubenými koly
  - S planetovým soukolím
- b) Hydraulické (hydrodynamické, hydrostatické)
- c) Kombinované (diferenciální hydrostatické)
- d) Elektrické

### **4.3 Dle druhu řazení rychlostních stupňů na převodovky**

- a) S přímým řazením
- b) Nepřímým řazením
- c) Se samočinným řazením

## **5 Mechanické převodovky**

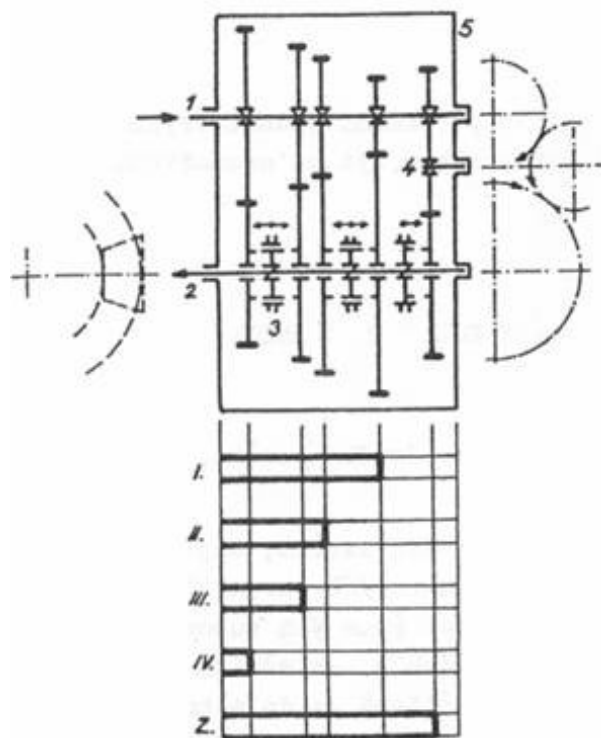
Jsou to převodovky, kde je jednotlivými stupni měněn převodový poměr, tento převod je vykonáván ozubenými koly.



## 5.1 Mechanické převody dvouhřídelové a tři hřídelové

### *Převodovky dvouhřídelové*

Převodovka dvou hřídelová je typ převodovky s dvěma hřídelemi, které jsou spolu rovnoběžné. Je to převodovka s ozubenými koly, kde jednotlivé převody dopředených rychlostních stupňů, tvoří vždy jedno hnací a jedno hnané ozubené kolo. Tyto ozubené kola jsou na příslušných hřídelích. Jeden je hnací hřídel a druhý hnaný hřídel. Obě hnací hřídele svou vzájemnou polohu nemění. Ozubení zubu bývá šikmé. Krouticí moment se přivádí hřídelem, který je souosý s klikovým hřídelem. Tento krouticí moment je přenášen přes zuby

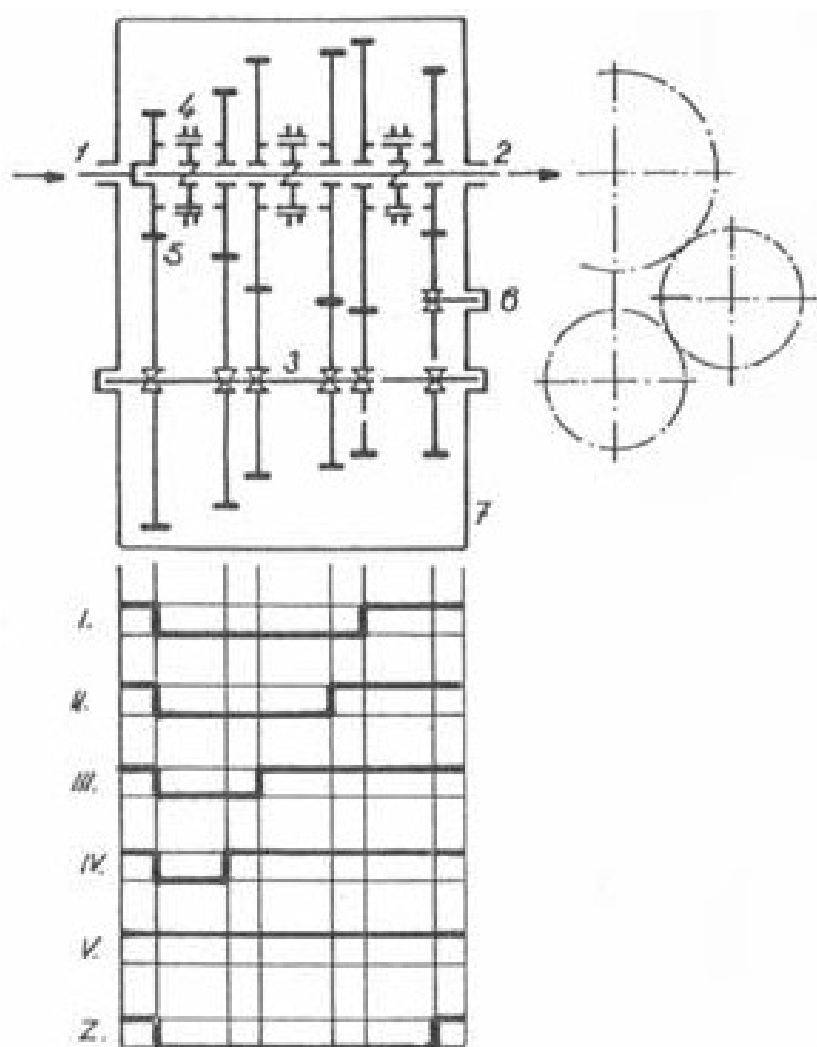


Obrázek 19: Dvouhřídelová převodovka [1] (1 - hnací hřídel, 2 - hnaný hřídel, 3 - zubová spojka řazení, 4 – čep zpětného chodu, 5 - skříň převodovky)

kol na hřídel souosý s pastorkem stálého převodu, takže výkon je vždy přenášen pouze, přes jeden pár ozubených kol. [1]

### *Převodovky tři hřídelové*

Je převodovka, která má tři hřídele. Tato převodovka má vstup i výstup momentu pouze v jedné ose na rozdíl od převodovky dvouhřídelové, která má vstup a výstup ve dvou různých osách. Převodový je tvořen vždy dvěma páry ozubených kol. Vstup momentu zařizuje hnací hřídel, která je souosá s klikovým hřídelem motoru. Hnací hřídel je spojena přes ozubená kola s hřídeli předlohou, tyto dvě kola jsou ve stálém záběru (soukolí stálého záběru). Hnaný a hnací hřídel jsou v jedné ose, kdežto předlohou hřídel je rovnoběžný s osou těchto dvou hřídeli. [1]



Obrázek 20: Tři hřídelová převodovka [1] (1 - hnací hřídel, 2 - hnaný hřídel, 3 - předlohou hřídel, 4 - zubová spojka řazení, 5 - soukolí stálého záběru, 6 - čep zpětného chodu, 7 - skříň převodovky)

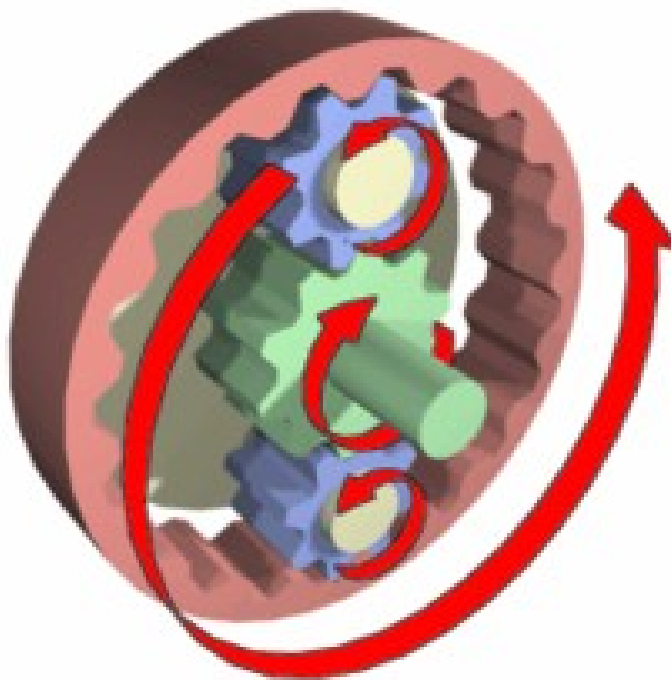
## 6 Planetové převodovky

Planetová převodovka je určitý druh převodovky, kde jsou jednotlivé převody vytvořeny za pomoci planetového soukolí. Toto planetové soukolí je zpravidla tvořeno čelními koly s vnějším a vnitřním ozubením. Kola s vnějším ozubením se nazývají satelity. Ty se pohybují mezi jedním centrálním kolem také s vnějším ozubením a mezi korunovým kolem. Toto ozubené kolo má vnitřní ozubení. Satelity jsou otočně uloženy na unášeci, mohou mít jedno, dvě nebo i více ozubení. Dvou a vícestupňové satelity mají více konstrukčních variant s většími možnostmi, avšak jsou nákladnější na výrobu. [1]

### 6.1 Princip činnosti

Veškerá kola jsou ve stálém záběru a pořád se točí. Přes satelity se krouticí moment dostává z centrálního kola na korunové kolo nebo může krouticí moment proudit opačným směrem (všechno záleží na tom, kde moment vstupuje a kde moment vystupuje). Poté se rychlostní stupně řadí tím, že se některé části převodu zabrzdí nebo odbrzdí.

- a) *Převod do pomala* – Když je krouticí moment přiveden na kolo centrální, dochází k uzamknutí kola korunového. Satelity se potom budou odvalovat po vnitřním ozubení zafixovaného korunového kola a moment je odebírán z unášече satelitů.
- b) *Přímý záběr* – Veškerá kola planetového soukolí jsou v záběru. Tudíž i satelity se neodvalují, ale mají funkci spojení mezi korunovým kolem a centrálním.
- c) *Zpětný chod* – Abychom dosáhli opačného smyslu otáčení je nutno zabrzdít unášеч satelitů. Krouticí moment je přiveden na centrální kolo. Poté satelity mění smysl otáčení a korunové kolo má opačný smysl otáčení než centrální ozubené kolo.



Obrázek 21: Princip činnosti planetového soukolí[15]

Popis: červeně – korunové kolo, zeleně – centrální kolo (pastorek), modře – satelity; satelity jsou připevněny na unášče satelitů. V tomto případě je unášče satelitů zastavený.

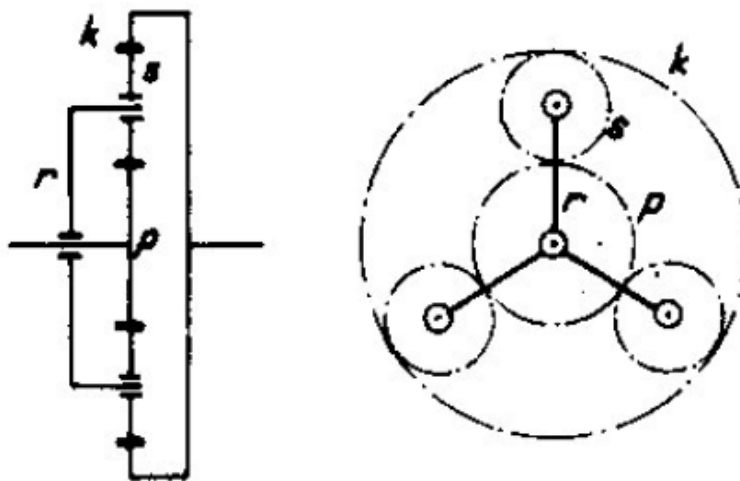
## 6.2 Jednoduchá planetová soukolí

Charakteristický rys jednoduchého planetového soukolí je, že mají pouze jeden unášče. Tyto planetová soukolí mohou mít různý počet centrálních kol, které jsou spojené mezi sebou satelity. Rozdělení jednoduchých planetových soukolí podle počtu centrálních kol budeme vyznačovat tzv. strukturním symbolem, označujícím počet centrálních kol před písmenem **k** a písmenem **r** (1 unášče). Potom tedy značí [1]:

$k + r$  - soukolí s 1 centrálním kolem a 1 unáščem

$2k + r$  - soukolí se 2 centrálními koly a 1 unáščem

$3k + r$  - soukolí se 3 centrálními koly a 1 unáščem



Obrázek 22: Planetové soukolí typu  $2k + r$  [1]

### Funkce jednoduchých planetových soukolí[1]

- Diferenciál se dvěma stupni volnosti, ani jeden člen soukolí není fixován, žádný z členů není možný jako reakční
- Jednoduchý převod funkce planetového soukolí kde je jeden stupeň volnosti a jeden člen je reakční. Pokud je reakčním členem unášec tak tento převod nazýváme *převod prostý*. Když reakčním členem se stane centrální kolo, popřípadě satelit, jde o *převod planetový*
- Spojka má jeden stupeň volnosti a bez reakčního členu, dostaneme ji spojením dvou libovolných členů planetového soukolí. Celé soukolí se poté točí jako celek.

Diferenciál se pozná tak, že na rozdíl od převodů nemá žádný reakční člen.

### 6.3 Kinematika planetových soukolí

U kinematiky převodového mechanismu záleží v první řadě na získání převodového poměru  $i$ , otáček  $n$ , uhlových posunutí  $\varphi$ , rychlostí  $\omega$  a zrychlení  $\varepsilon$  jednotlivých částí převodového mechanismu. Pro jednotlivá kola se zuby a planetové převody platí [1]

$$i_{xy} = \frac{n_x}{n_y} = \frac{\varphi_x}{\varphi_y} = \frac{\omega_x}{\omega_y} = \frac{\varepsilon_x}{\varepsilon_y} = \frac{z_y}{z_x} \quad (10)$$

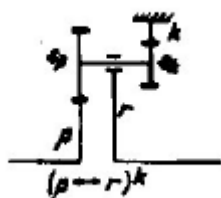
Poměr převodového jednoduchého soukolí je jeho základní parametr a v každém případě je roven převrácenému poměru počtu zubů z kol, která jsou v záběru. Jiný případ je převodový poměr soukolí složeného neboli násobného ten je roven násobku poměru jednoduchých soukolí, které tvoří dohromady soukolí složené. Obecně potom platí [1]

$$i_{1j} = i_{12} * i_{34} \dots i_{j-1,j} = \frac{z_2}{z_1} * \frac{z_4}{z_3} \dots \frac{z_j}{z_{j-1}} \quad (11)$$

Kde 1,2,3,4 .... j jsou kola, která jdou posloupně za sebou

### 6.4 Podmínky smontovatelnosti planetových soukolí

U planetových soukolí mohou být satelity dle ozubených věnců jednoduché (jeden věnec) nebo dvojité (viz obr. 23). Mohou tvořit řadu satelitů, které zabírají vzájemně spolu a jsou řazené „za sebou“. Přičemž poslední (koncové) řady zabírají s odlišnými centrálními koly. Satelity řazené vedle sebe plní vazbu kinematickou mezi totožnými centrálními koly (viz obr. 6, 3 jednoduché satelity paralelně).



Obrázek 23: schéma s dvojitými satelity [1]

Pro vícetoká soukolí, ke kterým patří právě i soukolí planetová s několika satelity paralelně, není možné volit množství zubů jednotlivých kol libovolně, ale bere se ohled na schopnost konstrukce a montáže. Tyto podmínky nesou název právě podmínky smontovatelnosti a je nutno tyto podmínky při návrhu planetového soukolí dodržovat. U vybraných soukolí je nezbytné ordinovat vhodný postup sestavení.

Zpravidla planetová soukolí  $k + r$  jsou jednotoké, a to i při více satelitech paralelně (vedle sebe). Podmínky smontovatelnosti tudíž u těchto soukolí nepřicházejí v potaz. Pokud, ale máme dvě a více centrálních kol a satelity vedle sebe, pak jde vždy o soukolí vícetoká a v tomto případě je nutno zahrnovat při konstruování podmínky smontovatelnosti.

Při takovém návrhu planetového soukolí je nutno volit počty zubů, počty satelitů, rozmístění kol apod.

Pro soukolí  $2k + r$  s jednoduchými satelity platí vztah pro úhel mezi satelity či satelitovými řadami  $\delta[^\circ]$  [Vozidla II]:

Pro soukolí  $2k + r$  s jednoduchými satelity platí vztah pro úhel mezi satelity či satelitovými řadami  $\delta[^\circ]$  [Vozidla II]:

$$\delta = \frac{360 \cdot c}{z_{k \pm z_p}} \quad (12)$$

Pro satelity rovnoměrně rozložené, tj.  $\frac{360}{\delta} = s$  dosazením za  $\delta$ :

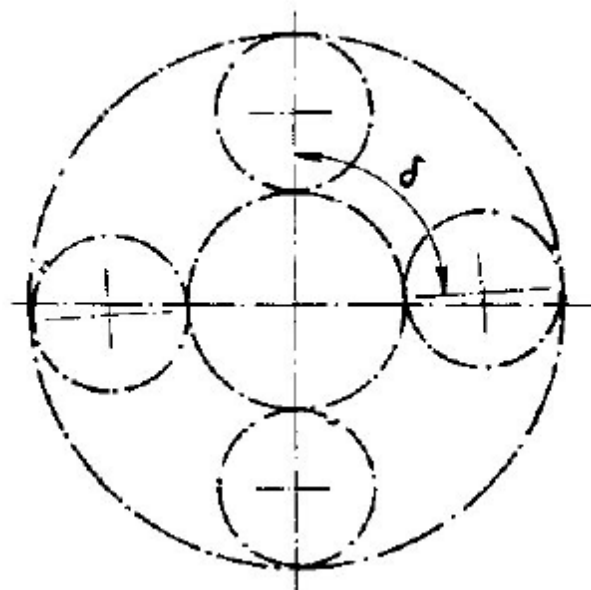
$$\frac{360}{s} = \frac{360 \cdot c}{z_{k \pm z_p}} \rightarrow \frac{z_{k \pm z_p}}{s} = c \quad (13)$$

Kde:  $c$  – libovolné celé číslo

$s$  – počet satelitů nebo satelitových řad vedle sebe

V rovnicích výše (12, 13) platí horní znaménko u sčítanců pro  $i^r < 0$  tj.  $i^r = -\frac{z_k}{z_p}$  a dolní pro

$i^r > 0$  tj.  $i^r = +\frac{z_k}{z_p}$



Obrázek 24 Planetová převodovka se 4 satelity a uhlém  $\delta$  [1]

## 7 Přídavné převodovky [4]

Převodovky přídavné jsou samostatné jednotky, které jsou uloženy buď přímo v převodové skříni, nebo jsou samostatně odděleny.

Zařazení v převodovém ústroji:

- Za základní převodovkou
- Oddělena a spojena s převodovkou kloubovým nebo spojovacím hřídelem

### 7.1 Základní požadavky přídavných převodovek

Přídavné převodovky se využívají pro změnu převodového poměru, pro rozdělení a distribuci hnacího momentu na jednotlivé hnané nápravy. Taktéž se využívají pro zajištění řadicího ústrojí proti samovolnému zařazení a vyřazení rychlostního stupně, včetně zasunutí přesuvných ozubených kol či objímek na celou šířku ozubení. Podmínkou je jejich snadná ovladatelnost.



## 7.2 Rozdělení přídatných převodovek

Dle účelu a funkce

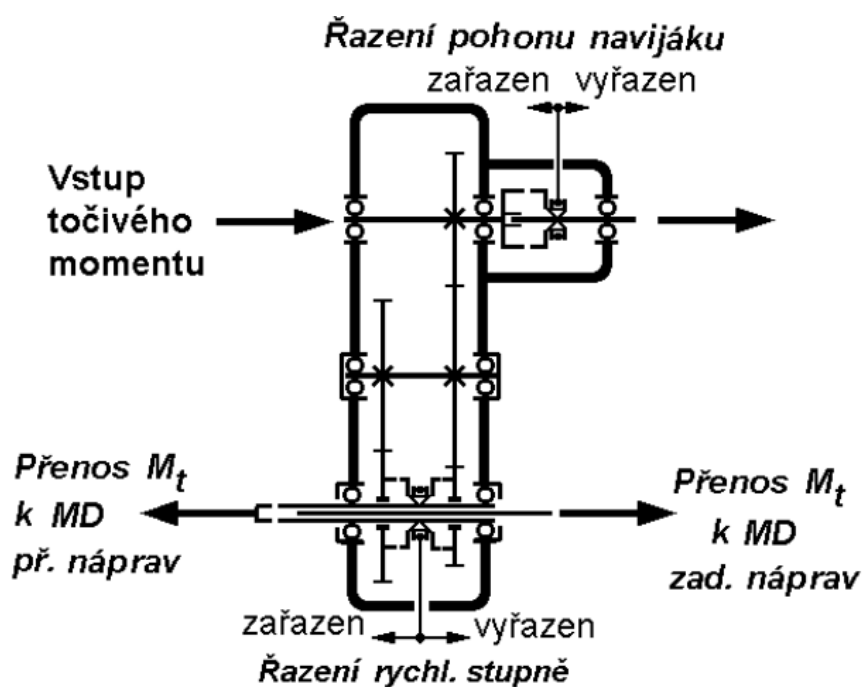
- a) Redukční
- b) Rozdělovací
- c) Redukční a rozdělovací
- d) Rychloběh
- e) Pomocné

Dle umístění

- a) Samostatné
- b) Společně s převodovkou

### *Redukční*

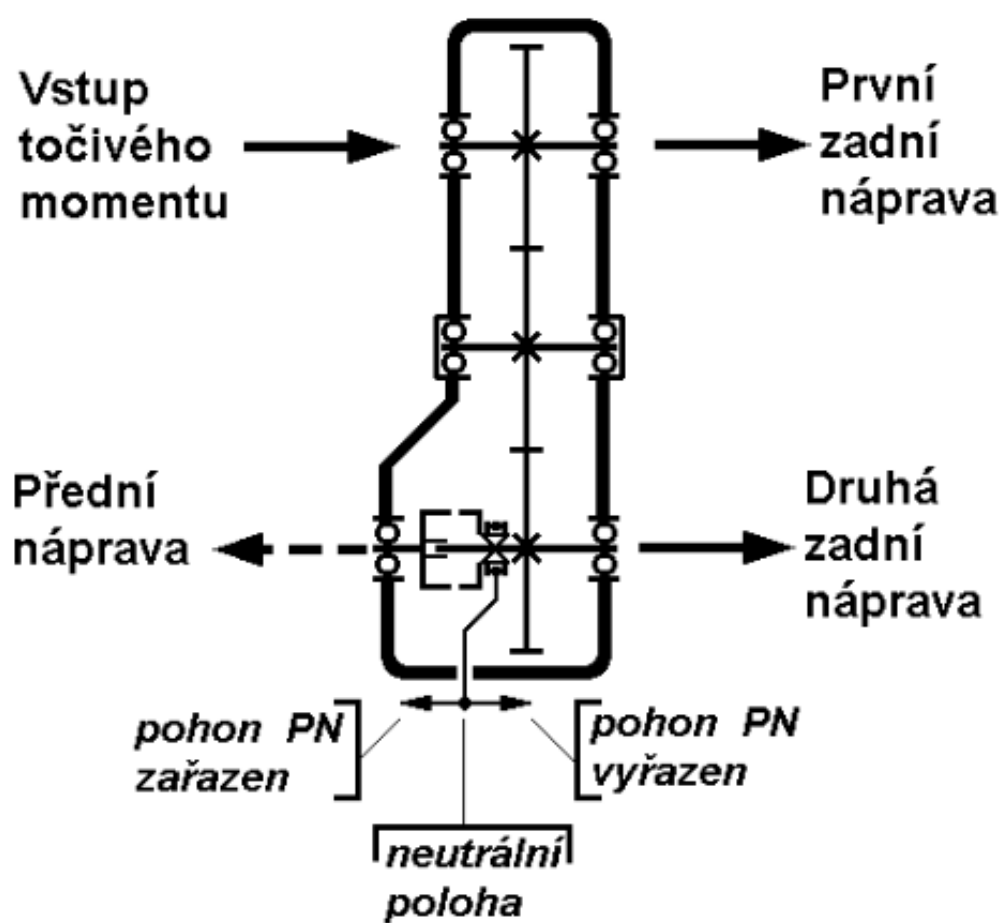
Většinou bývají dvoustupňové, zřídka třístupňové. Jeden z těchto stupňů bývá konstruován jako přímý záběr, druhý stupeň bývá konstruován do pomala nebo do rychla. K zařazení těchto převodů slouží zubová spojka.



Obrázek 25 dvoustupňová redukční přídatná převodovka [4]

## Rozdělovací

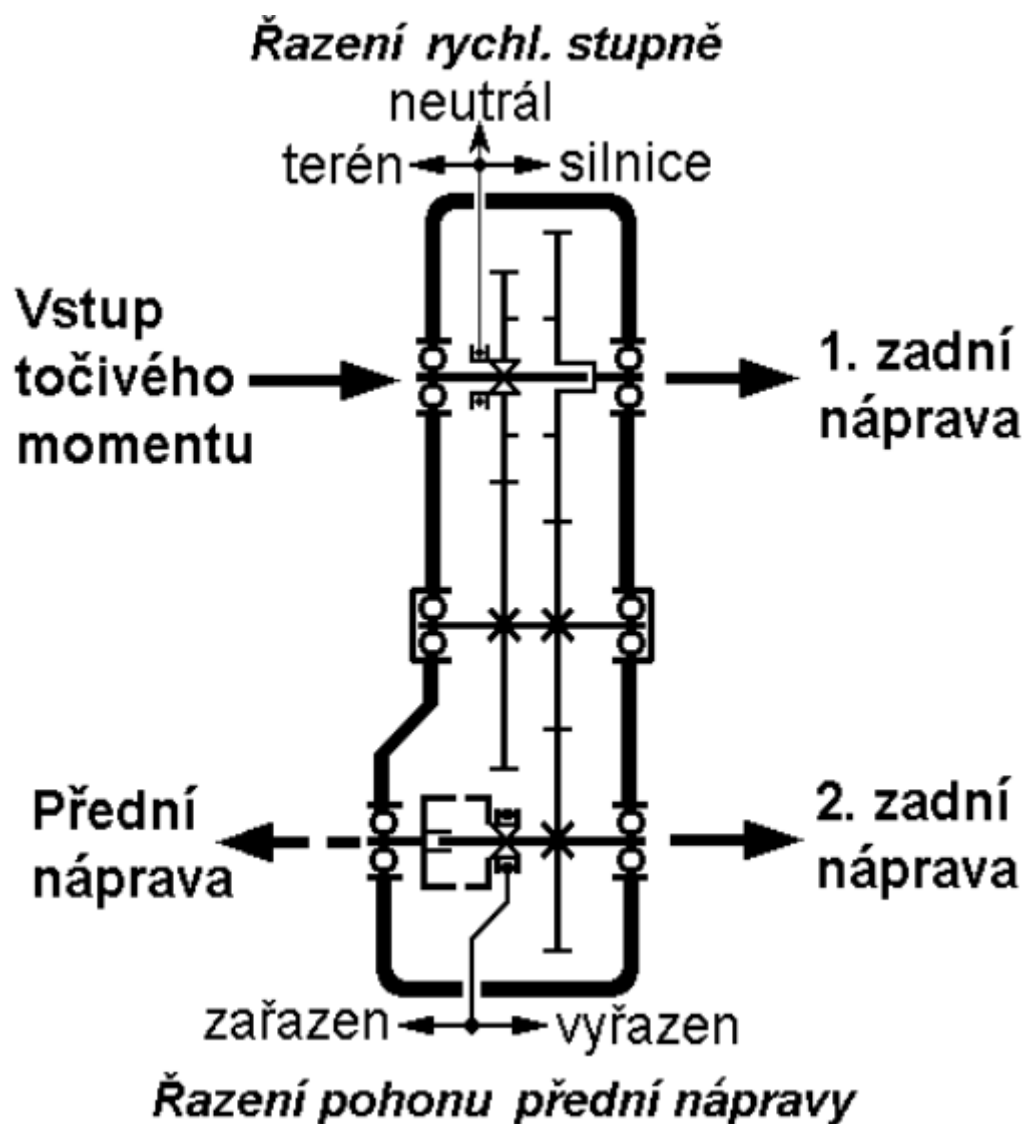
Tyto přídatné převodovky moment motoru nezvětšují, pouze jej rozdělují na jednotlivé hnací nápravy. Používá se například pro zapojení a odpojení předního pohonu. Při jízdě v terénu se potom zapíná. Pokud v rozdělovací převodovce jsou i převody pro pohon funkčních zařízení, musí mít tento pohon i neutrální polohu, aby byla možnost použít tento převod i v klidu.



Obrázek 26 Rozdělovací přídatná převodovka pohon přední nápravy zařazen/nezařazen[4]

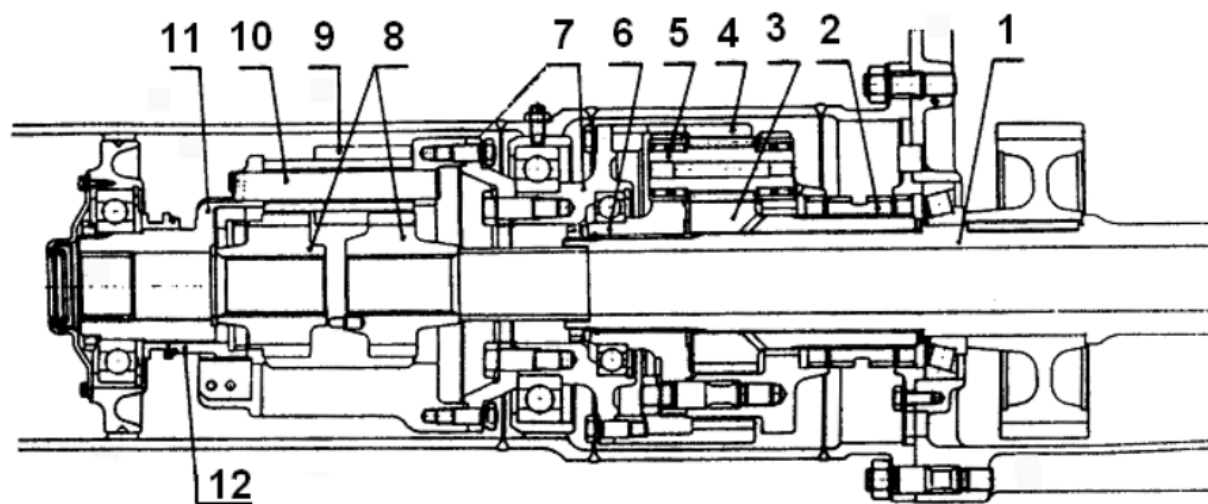
### *Redukční a rozdělovací*

Jsou to funkční převodovky pro zvětšení rozsahu klasických převodovek a zároveň rozdělují moment až na tři hnací nápravy. Nejčastěji jimi bývají opatřena terénní vozidla. Zpravidla bývají dvoustupňové. První stupeň bývá blízký převodovému poměru jedna. Druhý je pak do rychloběhu nebo pomalejší (redukce).



## Rychloběh

Nestandardní případ redukční převodovky. Využívá se pro úsporu paliva a snížení opotřebení motoru.



Obrázek 28 Rychloběžna přídavná planetová převodovka[4]

Centrální kolo (3) je volně umístěno na hnaném hřídeli přídavné převodovky. Unášec satelitů (6) je poháněn hnaným hřídelem přídavné převodovky. Korunové kolo (4) je přírubami (7) spojeno s klecí centrálního mezinápravového diferenciálu. Při přímém záběru se přesuvnou objímkou zubové spojky (2) propojí centrální kolo s unášečem a planetové soukolí se otáčí jako celek. Rychloběh se řadí stejnou objímkou, ale propojením centrálního kola s víkem skříně přídavné převodovky, čímž se centrální kolo znehybní.

## Pomocné

### a) Pomocný pohon závislý na chodu motoru

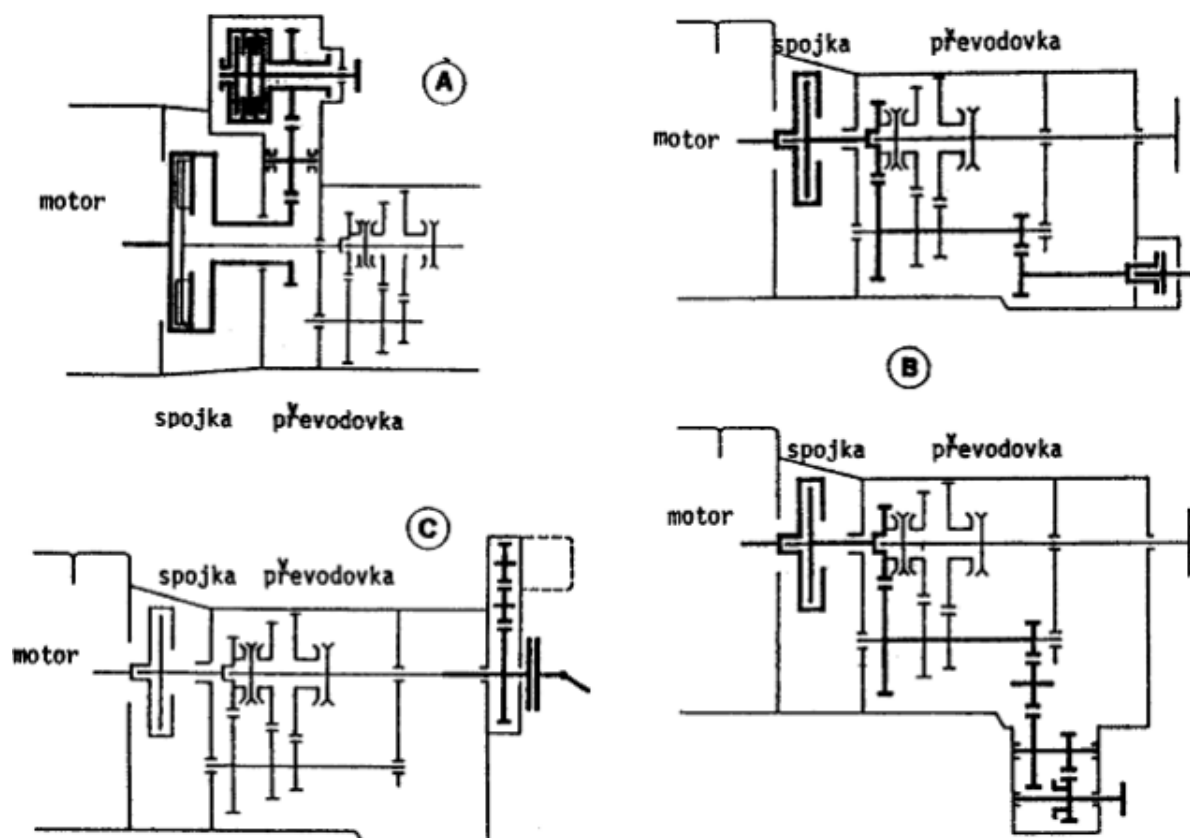
Bývá umístěn před převodovkou přímo spojen s klikovým hřídelem motoru. Přenos momentu je nezávislý na spojce.

### b) Pomocný pohon závislý na spojce

Obvykle uložen na výstupu z převodovky a je poháněn od převodového hřídele.

c) Pomocný pohon závislý na jízdě

Bývá spojen s výstupem převodovky, a proto je tedy ve funkčním stavu i při vlečení vozidla.



Obrázek 29 Pomocné převodovky  
A) pomocný pohon závislý na chodu motoru,  
B) Závislý na spojce, C) závislý na jízdě [4]

## 8 Zhodnocení stávajícího vozidla a návrh sestupné převodovky

Cílem praktické části je vytvořit konstrukční návrh dvoustupňové přídavné převodovky pro nákladní vozidlo Tatra Phoenix provedení MINING. Jelikož toto vozidlo bude užíváno v terénu a při převozu nákladu po silnici, je potřeba u něj mít i přídavnou převodovku. Toto vozidlo je již osazeno ve standardní výbavě jednostupňovou přídavnou převodovkou Tatra 1.30 TR. S převodovým poměrem uvedeným níže.

$$i_t = 2,3$$

Kde:  $i_t$  – převodový poměr redukce

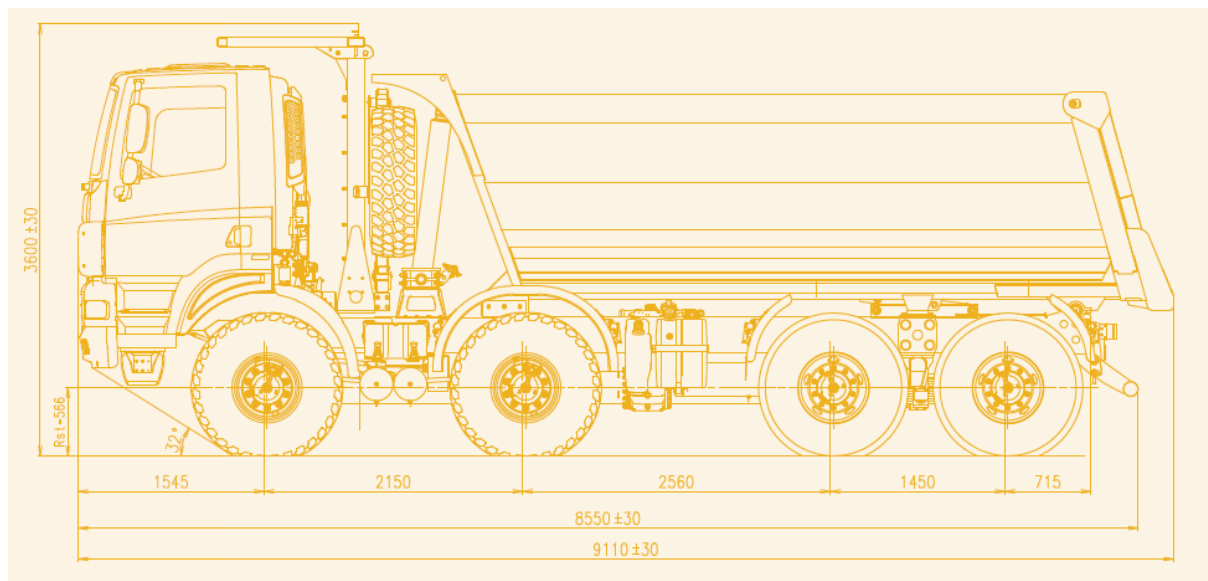
Tato redukce je pro střední nákladní automobily. Mým cílem je navrhnout přídavnou převodovku, se kterou by bylo vozidlo nejen flexibilnější jak v terénu, tak i na silnici a tím zefektivnit a zrychlit přepravu nákladu.



Obrázek 30 Tatra Phoenix verze MINING [12]

V konkrétním vozidle Tatra Phoenix je šestnáctistupňová manuální převodovka s klasickou spojkou jednodamelovou suchou, ovládaná je hydraulicky se vzduchotlakým posilovačem. Převodovka je od firmy ZF. Nákladní vozidlo Tatra Phoenix je osazeno motorem MX-13-340. Jak je patrné z názvu motoru, jeho maximální výkon je 340 kW. Tatra má stálý pohon 8x8.

## 8.1 Rozměry a technický popis vozidla



Obrázek 31 Rozměry vozidla Tatra Phoenix[12]

**Převodovka:** ZF 16 S 2530 TO

**Motor:** MX-13-340

**Výkon motoru:** 340 kW

**Maximální krouticí moment:** 2300 Nm při otáčkách 1000 - 1400 min<sup>-1</sup>

**Maximální výkon:** 340 kW při otáčkách 1500 min<sup>-1</sup>

**Celková hmotnost vozidla (max.) :** 44 000 kg

**Užitečná hmotnost:** 27 100 kg

**Pohotovostní hmotnost:** 16 900 kg

**Rozvodovka (převodový poměr):** 3,385

## Převodové poměry převodovky ZF 16 S 2530 TO

Tabulka 1 Převodové poměry manuální převodovky

Převodový stupeň	$i_p[-]$
I	13,8
II	12,9375
III	12,075
IV	11,2125
V	10,35
VI	9,4875
VII	8,625
VIII	7,7625
IX	6,9
X	6,0375
XI	5,175
XII	4,3125
XIII	3,45
XIV	2,5875
XV	1,58
XVI	0,84

Tatra Phoenix MINING je osazena pneumatikami pro nosnost přední nápravy 9 tun. Na přední nápravě jsou pneumatiky s velikostmi 385/65 R22,5 a na zadní nápravě jsou pneumatiky 315/80 R22,5 ty jsou ve dvoumontáži.



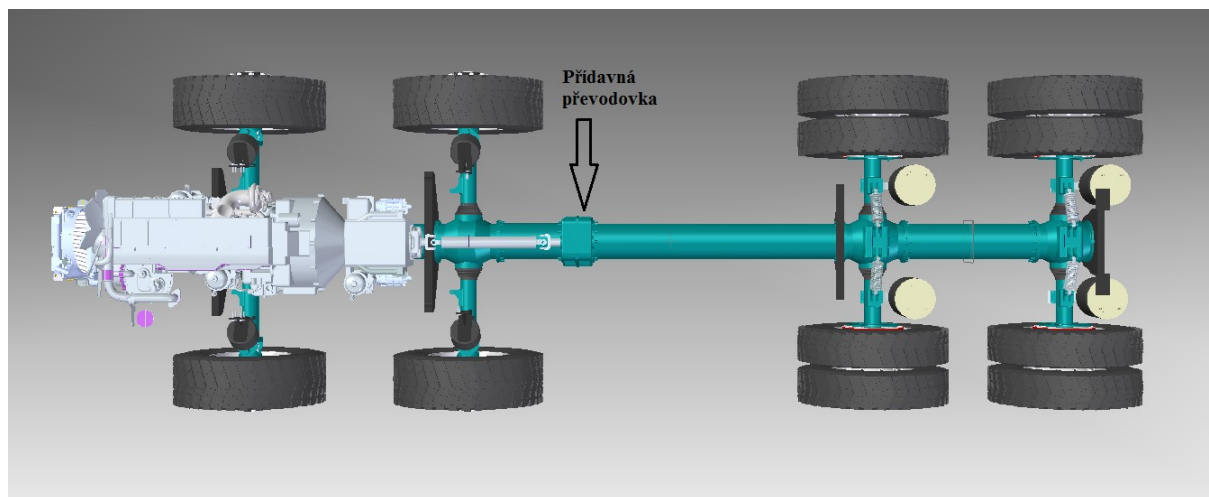
Obrázek 32 Rozměry pneumatik [Autor]



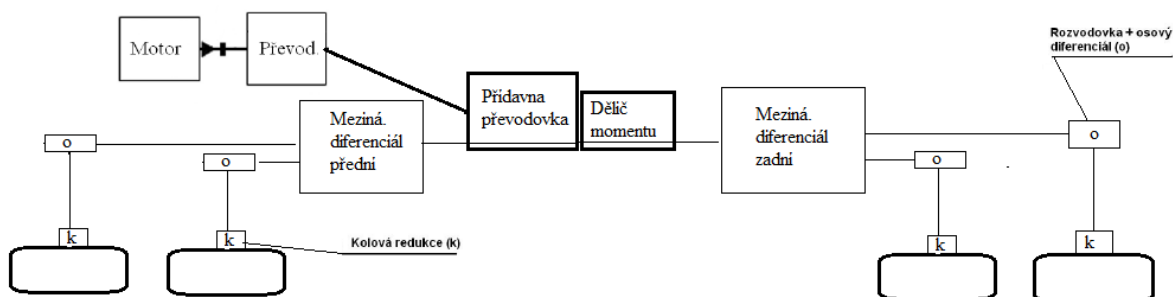
Tabulka 2 Rozměry pneumatiky

	Přední náprava	Zadní náprava
<b>Šířka</b>	385 mm	315 mm
<b>Profil</b>	65%	80%
<b>Průměr ráfku</b>	571,5 mm	571,5 mm
<b>Výška bočnice</b>	250,25 mm	252 mm
<b>Vnější průměr</b>	1072 mm	1075,5 mm

Základní části páteřového rámu je nosná roura, která chrání uvnitř uloženou hnací hřídel. Na tuto nosnou rouru jsou dále připojovány nápravové rozvodové skříně tak, aby utvořily dohromady samonosnou konstrukci podvozku. Tato nosná centrální roura chrání hnací trakt především před veškerými nepříznivými vlivy vnějšího prostředí. Skříň přídavné převodovky je připojena k centrální nosné rouře. Tato skříň obsahuje řešenou převodovku, která přenáší výkon od základní šestnáctistupňové převodovky na hnací hřídel v nosné rouře. Umístění skříně přídavné převodovky na nosné rouře je na obrázku níže.



Obrázek 33 Umístění přídavné převodovky v hnacím traktu [Autor]



Obrázek 34 Schéma hnacího traktu Tatry Phoenix 8x8[Autor]

Na kompletním schématu hnacího traktu výše lze vidět umístění osových diferenciálů označené ve schématu jako „o“. Mezinápravové diferenciály jsou vybaveny uzávěrkami. Ty jsou samočinně řízeny a spínány elektronicky dle aktuálního stavu potřeby.

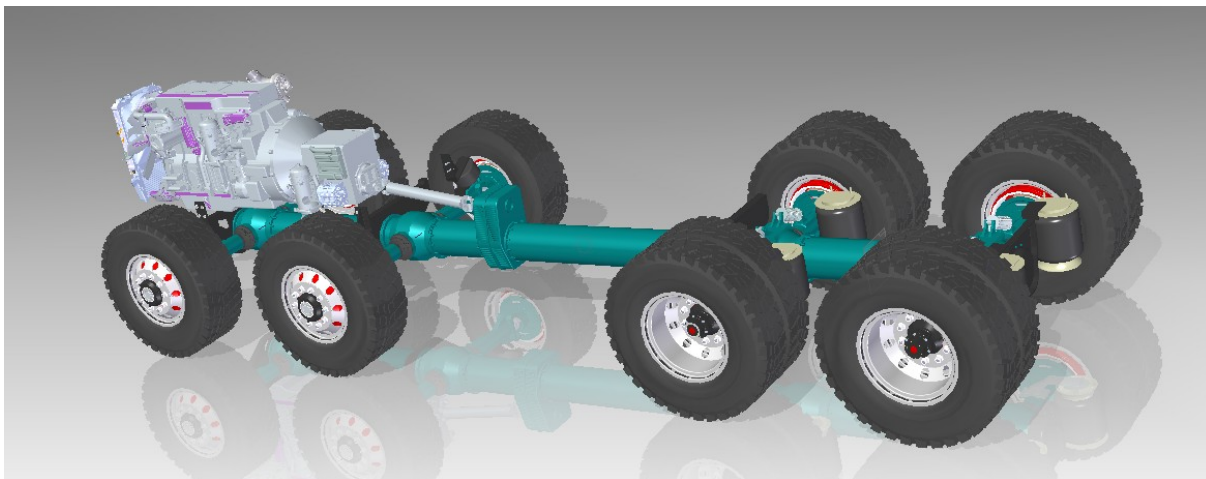
## 8.2 Parametry hnacího ústrojí

Pro výpočet výkonu motoru jsem použil rovnici:

$$P = \frac{2 * 3,14 * M_m * n}{60000}$$

Tabulka 3 Výkon a moment motoru v závislosti na otáčkách motoru

Motor				
	n[ $\text{min}^{-1}$ ]	$M_m[\text{N}\cdot\text{m}]$	HP	kW
1	900	2012	254	189,53
2	950	2105	280	209,31
3	1000	2302	323	240,94
4	1100	2304	355	265,27
5	1200	2305	388	289,51
6	1300	2304	420	313,50
7	1400	2303	452	337,47
8	1500	2200	463	345,4
9	1600	2100	471	351,68
10	1700	1921	458	341,81
11	1800	1790	452	337,24
12	1900	1600	426	318,19

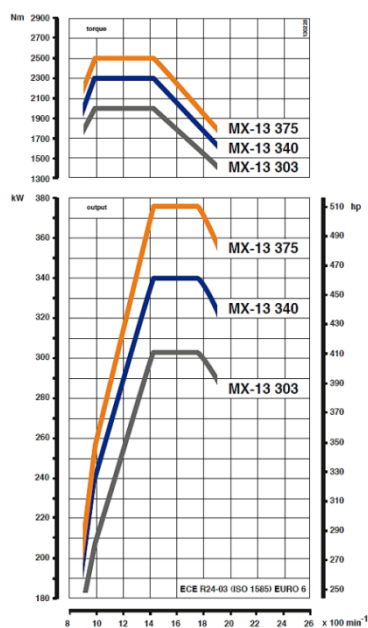


Obrázek 35 Ukázka hnacího traktu Tatra Phoenix[Autor]

### Rychlostní charakteristika motoru:

Rychlostní charakteristika je grafické znázornění závislosti točivého momentu a výkonu motoru na otáčkách. Charakteristika motoru se používá pro konstrukci a dimenzování hnacího traktu vozidla.

Charakteristika motoru MX-13 340 uvedena na obrázku níže byla výchozí pro mou charakteristiku vytvořenou v softwaru Excel 2010.



Obrázek 36 Rychlostní charakteristika motoru mx-13-340 [12]



Obrázek 37 Rychlostní charakteristika motoru MX-13-340 v Excelu 2010[Autor]

Mnou vytvořená charakteristika motoru v programu Excel spolu s převodovými poměry základní šestnáctistupňové převodovky je výchozí bod pro vytvoření nové přídatné dvoustupňové převodovky. Od této charakteristiky se odvíjí celá jízdní charakteristika vozidla, která je dále v mé diplomové práci vytvořena taktéž v programu Excel 2010.

## 9 Jízdní odpory

### 9.1 Odpor valení

Při styku kola s pevnou podložkou, popřípadě povrchem terénu vzniká jako důsledek tohoto kontaktu deformace pneumatik. Veškeré síly, které působí na vozidlo, přenáší pneumatika (brzdné, boční síly pro vedení vozidla, svislé síly od zatížení, tečné síly vyvozeny hnacím momentem). Počítám s  $\alpha = 0^\circ$ .

Odpor valení z rovnice:

$$O_f = f * G * \cos\alpha \text{ [N]} \quad (16)$$

Kde:  $f$  – součinitel valivého odporu

$G$  – tíhová síla

$\alpha$  – úhel mezi nakloněnou a vodorovnou rovinou

Jelikož potřebujeme pro výpočet ještě tíhu vozidla, počítám s celkovou pohotovostní hmotností vozidla  $m=16\,900$  kg.

$$G = m * g = 16\,900 * 9,81 = 165\,789 \text{ N} \quad (17)$$

Tíhová síla vozidla při pohotovostní hmotnosti (včetně sklápěcí korby) je **165 789 N**.

*Součinitel valivého odporu*

Jedná se o vozidlo, u kterého se počítá s jízdou jak v terénu, tak na silnici. Proto volím dva různé součinitele odporu valení. Jeden součinitel odporu valení pro asfalt  $f_s=0,15$  a druhý pro rozbahněnou půdu  $f_t=0,4$ . Tyto koeficienty volím z tabulky č. 4, kde jsou stanoveny experimentálními výpočty a pro jednotlivé povrchy rozděleny do skupin dle povrchu vozovky.

Tabulka 4 : Vliv povrchu vozovky na velikost součinitele odporu valení [Vlk, 1998].

Povrch vozovky	$f [1]$	Povrch vozovky	$f [1]$
beton	0,015 – 0,025	travnatý terén	0,080 – 0,150
asfalt	0,010 – 0,020	hluboký písek	0,150 – 0,300
dlažba	0,020 – 0,030	rozbahněná půda	0,200 – 0,400
makadam	0,030 – 0,040	čerstvý sníh	0,200 – 0,300
suchá vozová cesta	0,040 – 0,150	náledí	0,010 – 0,025
mokrý vozová cesta	0,080 – 0,200		

Vliv rychlosti na součinitel odporu valení nad 50 km/h je vyjádřen v rovnici 19 a 21. Do rychlosti 50 km/h se u nákladních vozidel součinitel považuje za konstantní a je tím pádem nezávislý na rychlosti.

Pro rozbahněnou půdu:

$$v < 50 \frac{km}{h} \dots \dots \dots f = 0,4 \quad (18)$$

$$v > 50 \frac{km}{h} \dots \dots \dots f = 0,4 * (1 + (0,0065 * (V - 50))) \quad (19)$$

Pro asfalt:

$$v < 50 \frac{km}{h} \dots \dots \dots f_s = 0,015 \quad (20)$$

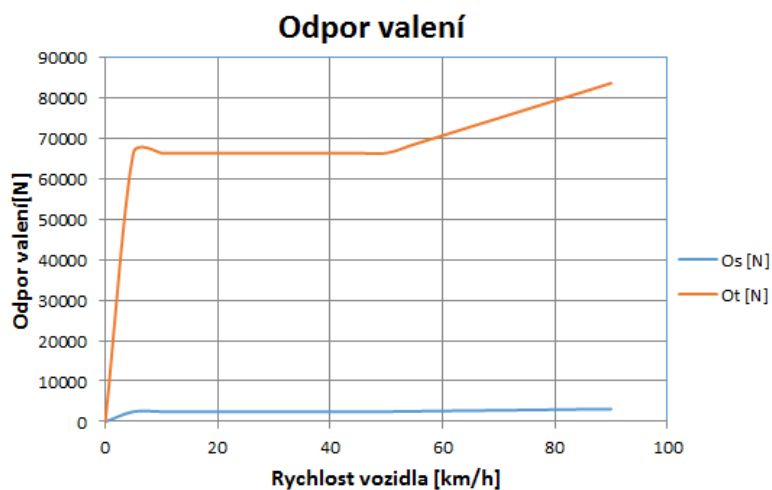
$$v > 50 \frac{km}{h} \dots \dots \dots f_s = 0,015 * (1 + (0,0065 * (V - 50))) \quad (21)$$



Obrázek 38 Ukázka tatry v rozbahněné pudě [12]

Tabulka 5 Hodnoty odporu valení v terénu a na silnici

V [km/h]	O <sub>s</sub> [N]	O <sub>t</sub> [N]
0	0	0
5	2487	66316
10	2487	66316
15	2487	66316
20	2487	66316
25	2487	66316
30	2487	66316
35	2487	66316
40	2487	66316
45	2487	66316
50	2487	66316
55	2568	68471
60	2648	70626
65	2729	72781
70	2810	74937
75	2891	77092
80	2972	79247
85	3053	81402
90	3133	83558



Obrázek 39 Odpor valení pro asfaltovou silnici a rozbahněnou půdu

Jak z tabulky, tak i z grafu vychází, že povrch vozovky, jako je rozbahněný terén, bude několikanásobně složitější pro vozidlo zdolávat než asfaltový rovný povrch. Konkrétně při rychlosti 50 km/h, pro kterou se bere součinitel odporu valení konstantní, je u asfaltového povrchu odpor 2487 N a se stejným vozidlem při stejné rychlosti je tento odpor skoro 27 krát vyšší. Tyto odpory valení jsou počítané pro nákladní vozidlo pouze s pohotovostní hmotností.

## 9.2 Odpor vzduchu

Odpor vzduchu neboli aerodynamický odpor, je síla, která směřuje vždy proti pohybu vozidla. Tento odpor je způsoben prostředím (vzduchem), ve kterém se vozidlo pohybuje a je jím obklopen a zamezuje pohybu daného vozidla.

Aerodynamický odpor z rovnice:

$$O_v = \frac{1}{2} * \rho * S_x * c_x * v_r^2 \quad (21)$$

Kde:  $\rho$  – měrná hustota vzduchu

$S_x$  – čelní průmět plochy vozidla

$c_x$  - tvarový součinitel aerodynamického odporu vozidla

$v_r$  – výsledná relativní rychlost proudění vzduchu kolem karoserie vozidla

Jelikož odpor vzduchu roste s druhou mocninou, je jeho složka významnější až při vyšších rychlostech. U nákladních vozidel je důležitá složka čelní plocha vozidla, jelikož je několikanásobně větší než u osobních automobilů. U dnešních nákladních vozidel se tvarový součinitel aerodynamického odporu redukuje a není tak velký jako v minulém století. Ale nákladní vozidla mají svou velikost díky svým užitkovým potřebám a tyto rozměry vzhledem k těmto požadavkům moc flexibilní nejsou a nedají se příliš redukovat.

Počítám s měrnou hustotou vzduchu:

$$\rho = 1,25 \text{ kg} * \text{m}^{-3}$$

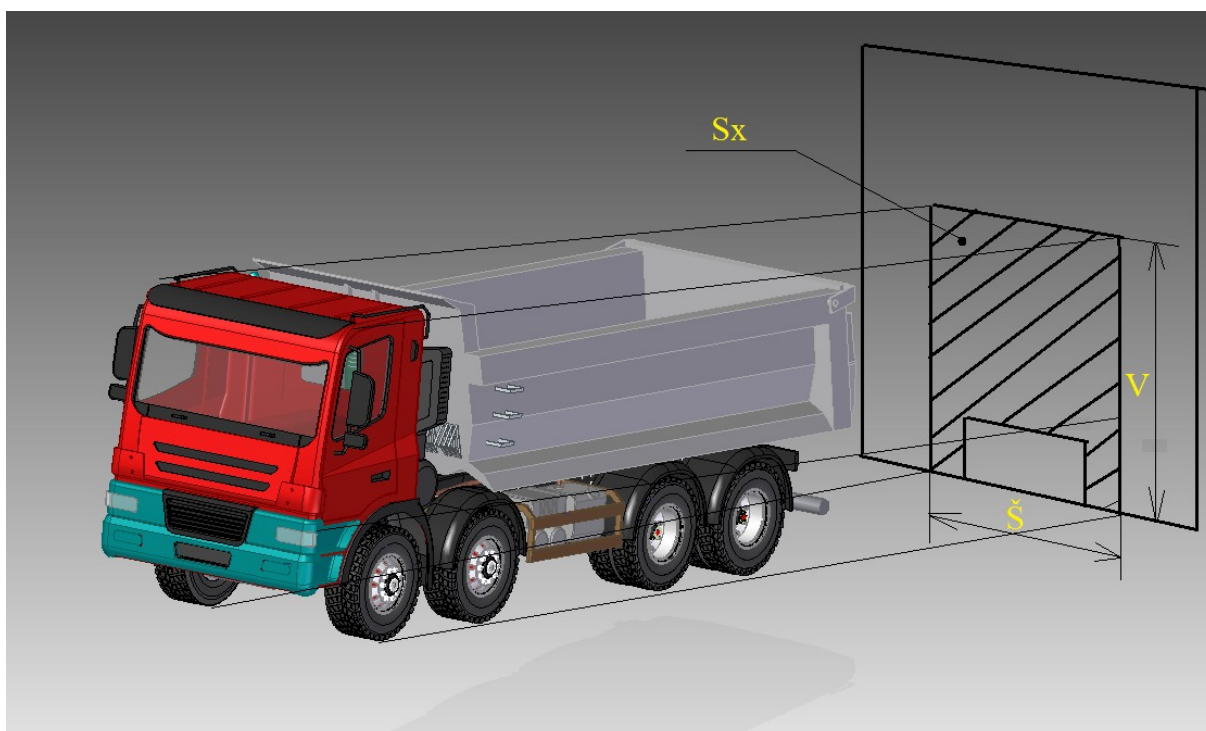
Hodnotu čelní plochy lze získat

- Planimetrickým měřením obrazce obrysu vozidla
- Přibližný výpočtem [Matějka, 1992]

Pro nákladní vozidla

$$S_x = (0,8 \text{ až } 0,95) * \acute{S} * V \quad [\text{m}^2] \quad (22)$$





Obrázek 40 Průmět čelní plochy  $S_x$  [Autor]

Čelní plocha vozidla Tatra Phoenix MINING

Z rovnice 22 výpočet  $S_x$ :

$$S_x = (0.8 \text{ až } 0.95) * \check{S} * V = 0.85 * 2,5 * 3,6 = 7,65 \text{ m}^2$$

Kde:  $\check{S}$  – šířka vozidla

$V$  – celková výška vozidla

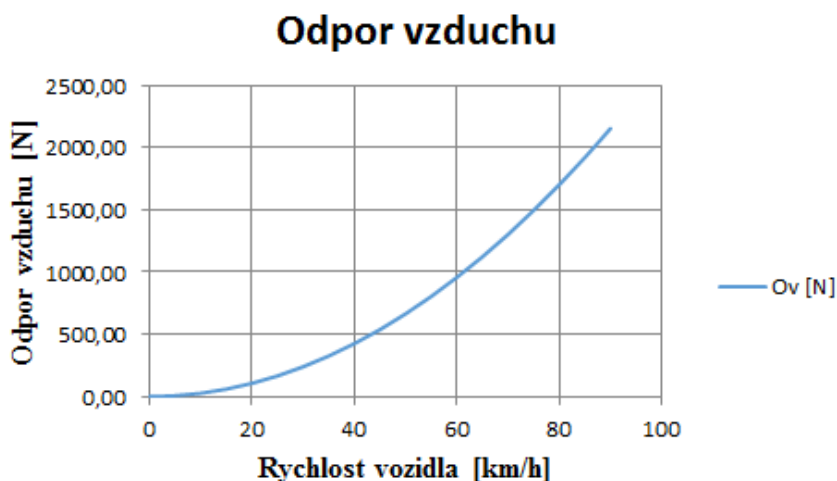
Tabulka 6 Orientační hodnoty součinitele odporu vozidla  $c_x$  a  $S_x$

Typ vozidla	$c_x$ [1]	$S_x$ [m <sup>2</sup> ]
běžný osobní automobil	0,30 – 0,40	1,6 – 2,0
sportovní automobil	0,30 – 0,35	1,3 – 1,6
nákladní automobil - valník	0,80 – 1,00	4,0 – 7,0
nákladní automobil – valník s plachtou	0,60 – 0,80	5,0 – 8,0
přívěsová jízdní souprava	1,00 – 1,20	5,0 – 8,0
návěsová jízdní souprava s naloženým kontejnerem	1,00 – 1,20	9,0
autobus	0,50 – 0,70	5,0 – 7,0

Parametr  $c_x$  je pro nákladní vozidla od 0,6 do 1. Tatra má některé aerodynamické prvky, které se využívají u nákladních vozidel, tudíž její součinitel odporu vozidla bude směřovat spíše k hodnotě 0,6. Proto volím tento bezrozměrný parametr 0,7. Hodnotu  $S_x$  jsem vypočítal jako průmět čelní plochy největších rozměrů, kterými jsou šíře vozu a jeho celková výška. Mnou tento vypočtený parametr  $S_x$  by se příliš od skutečnosti odchylovat neměl, avšak může vzniknout nějaká odchylka, jelikož tento výpočet není úplně přesný jako například metody měření čelní plochy laserem.

Tabulka 7 Vypočtené hodnoty pro aerodynamický odpor

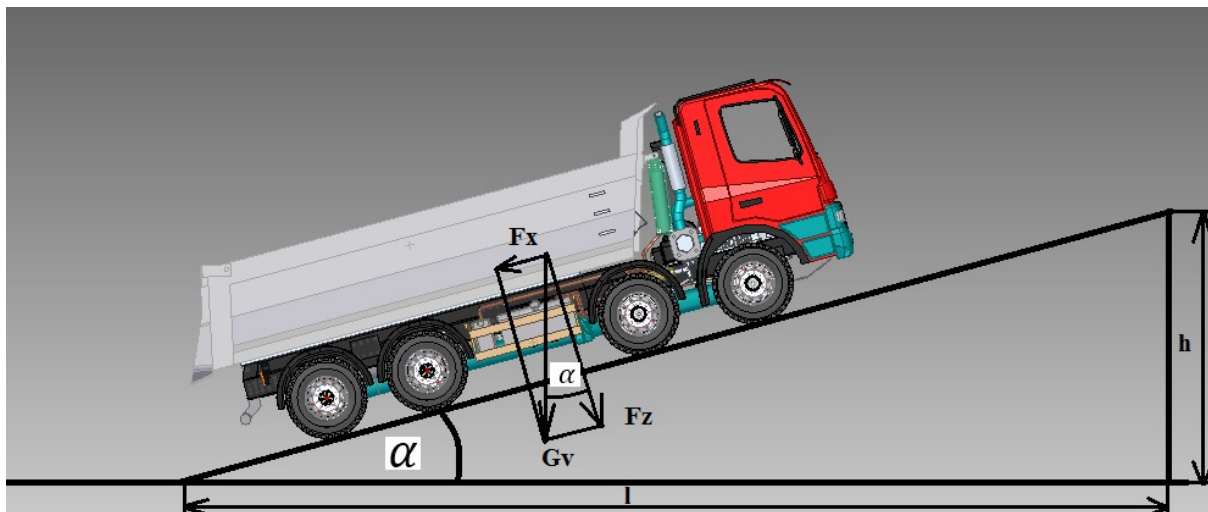
V [km/h]	$O_v$ [N]
0	0,00
5	6,64
10	26,58
15	59,80
20	106,32
25	166,12
30	239,22
35	325,60
40	425,27
45	538,23
50	664,49
55	804,03
60	956,86
65	1122,98
70	1302,39
75	1495,10
80	1701,09
85	1920,37
90	2152,94



Obrázek 41 Odpor vzduchu

### 9.3 Odpor sklonu

Tato síla proti působení vozidlu vyplývá z teorie působení pro těleso na nakloněné rovině. Pro získání této síly  $O_s$  slouží následující obrázek č. 43.



Obrázek 42 Tatra Phoenix na nakloněné rovině [Autor]

Pohybující se vozidlo na rovině, která je nakloněna a tato rovina svírá s rovinou vodorovnou úhel alfa, se tíha  $G_v$  rozkládá dle obrázku č. 43.

V praxi se převýšení charakterizuje převýšením  $h$ , které je vztaženo na délku  $l$  jejího průmětu do vodorovné roviny. Tento popis převýšení se označuje jako **sklon**  $s$ . Sklon číselně udává převýšení v cm na jeden metr délky vozovky. Pro tento parametr se používá rozměr v procentech.

Potom z obrázku lze vidět, že podíl síly  $G_v$  v ose  $x$  působí proti pohybu vozidla. Naopak tato síla působí při jízdě ze spádu. Tuto sílu lze vyjádřit:

$$F_x = G_v * \sin \alpha = m_v * g * \sin \alpha \quad [N] \quad (23)$$

Kde:  $G_v$  – tíha vozidla

$m_v$  – hmotnost vozidla

$g$  – tíhové zrychlení

Pro vyšší hodnoty sklonu vozovky je třeba hodnotu sklonu přepočítat na úhel sklonu vozovky.

$$\alpha = \arctg \frac{s}{100} \quad (24)$$

Odpor sklonu se pak vypočte:

$$O_s = G_v * \sin \alpha = G_v * \sin \left( \arctg \frac{s}{100} \right) [N] \quad (25)$$

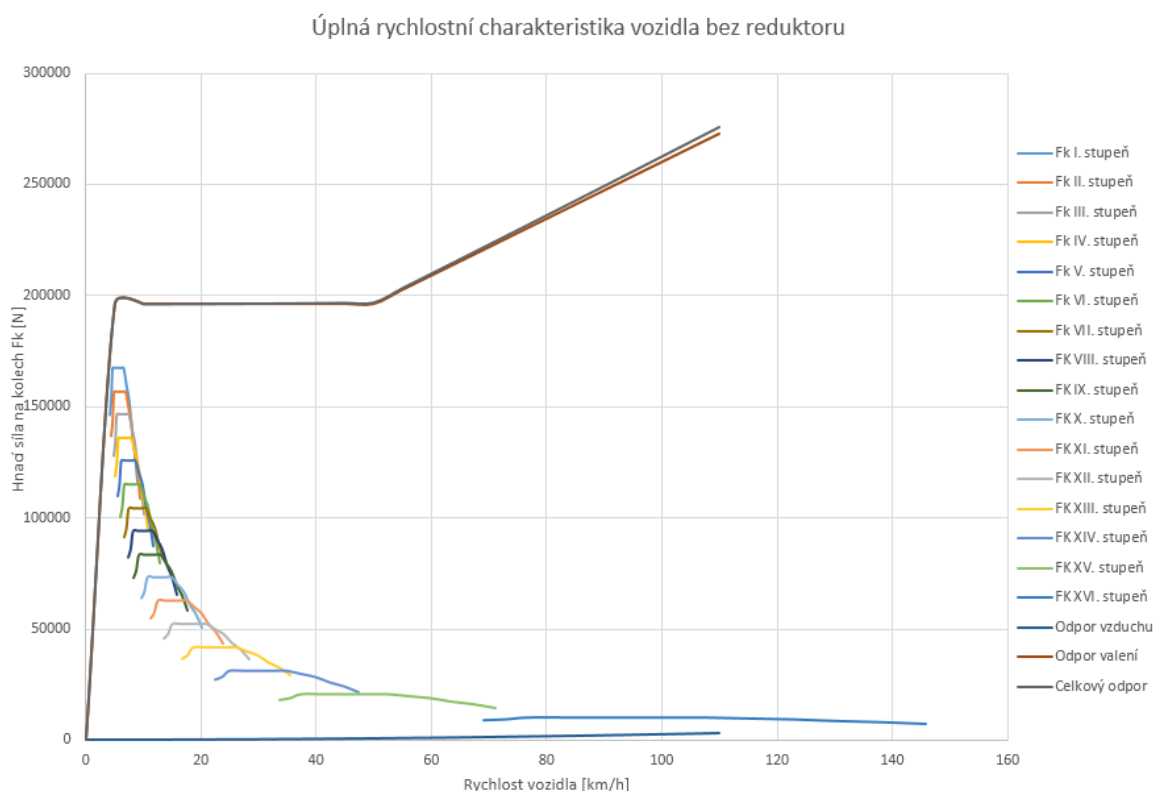
Pro odpory sklonu nákladního vozidla Tatra Phoenix MINING jsem vytvořil tabulku, kde se nachází odporová síla pro jednotlivé uhlové sklony vozovky. Tyto hodnoty jsou počítány jak pro vozidlo s pohotovostní hmotností, tak pro vozidlo zatížené na celkovou hmotnost čtyřicet čtyři tun. Tuto hodnotu jsem použil z konfigurace vozidla, kde je dána maximální hodnota stoupavosti při této hmotnosti 100%.

*Tabulka 8 Odpor stoupání pro jednotlivé % sklonu vozovky*

<b>Hmotnosti vozidla</b>	<b>Pohotovostní hmotnost (16 900 Kg)</b>	<b>Celková hmotnost (44 000 Kg)</b>
<b>sklon [%]</b>	<b>Os[N]</b>	<b>Os[N]</b>
5	8279	21555
10	16497	42950
15	24593	64030
20	32514	84652
25	40210	104688
30	47639	124031
35	54768	142592
40	61572	160307
45	68034	177130
50	74143	193035
55	79897	208015
60	85298	222077
65	90353	235239
70	95074	247529
75	99473	258984
80	103568	269643
85	107373	279551
90	110907	288752
95	114187	297292
100	117231	305216

## 10 Sestupný převod

Stávající jednostupňová sestupná přídatná převodovka je standardním vybavením nákladního vozidla Tatra Phoenix MINING. Typové označení této přídatné převodovky je Tatra 1.3 TR. Její převodový poměr je 2,3. Hnací moment z přídatné převodovky jde ještě přes rozvodovku s poměrem 3,385, do kol se přidává kolová redukce, a to pouze na vyžádání zákazníka nebo při montáži motoru MX-13-375. Na grafu níže je znázorněn průběh hnací síly na kole nákladního vozidla, které je zatíženo na své přípustné maximum, a pohybuje se v rozbahněném terénu.

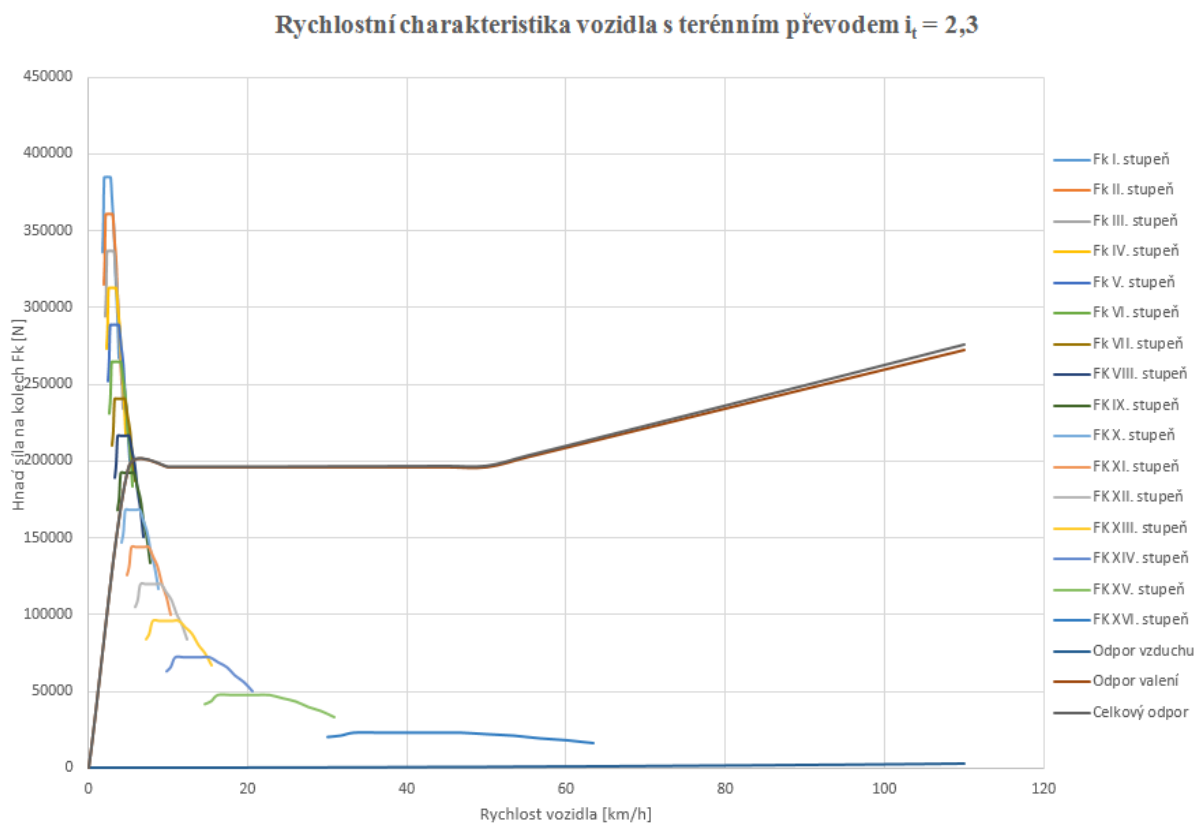


Obrázek 43 Pro vozidlo zatíženo na celkovou maximální hmotnost bez přídatné převodovky

Tento průběh jednoznačně vyjadřuje potřebu zvýšit hnací sílu na kole, jelikož je tato síla na kole vozidla mnohem menší než celkový odpor, který je dán součtem odporu valení a vzduchu s odporem sklonu, počítám, že je nulový. Základem jak docílit zvýšení hnací síly na kolech je zvýšit převodový poměr. Toto zvýšení převodového poměru se dosahuje právě například kolovými redukcemi, které umožňují konat převodový poměr mimo hlavní hnací trakt a ušetří tak složitost konstrukce této části, vozidlo díky této kolové redukci je pak vyšší. Druhá varianta je vytvořit v hlavním hnacím traktu ještě jednu převodovku, která může mít

nespočet variant využití k pohonu různých doplňujících vedlejších zařízení nebo jen jednoduše zvyšovat převodový poměr, je-li převodovka jednostupňová. Avšak počet stupňů této převodovky není nijak omezen. Mě však postačí navrhnout druhý stupeň, který by umožnil převod využitelnější na silnici.

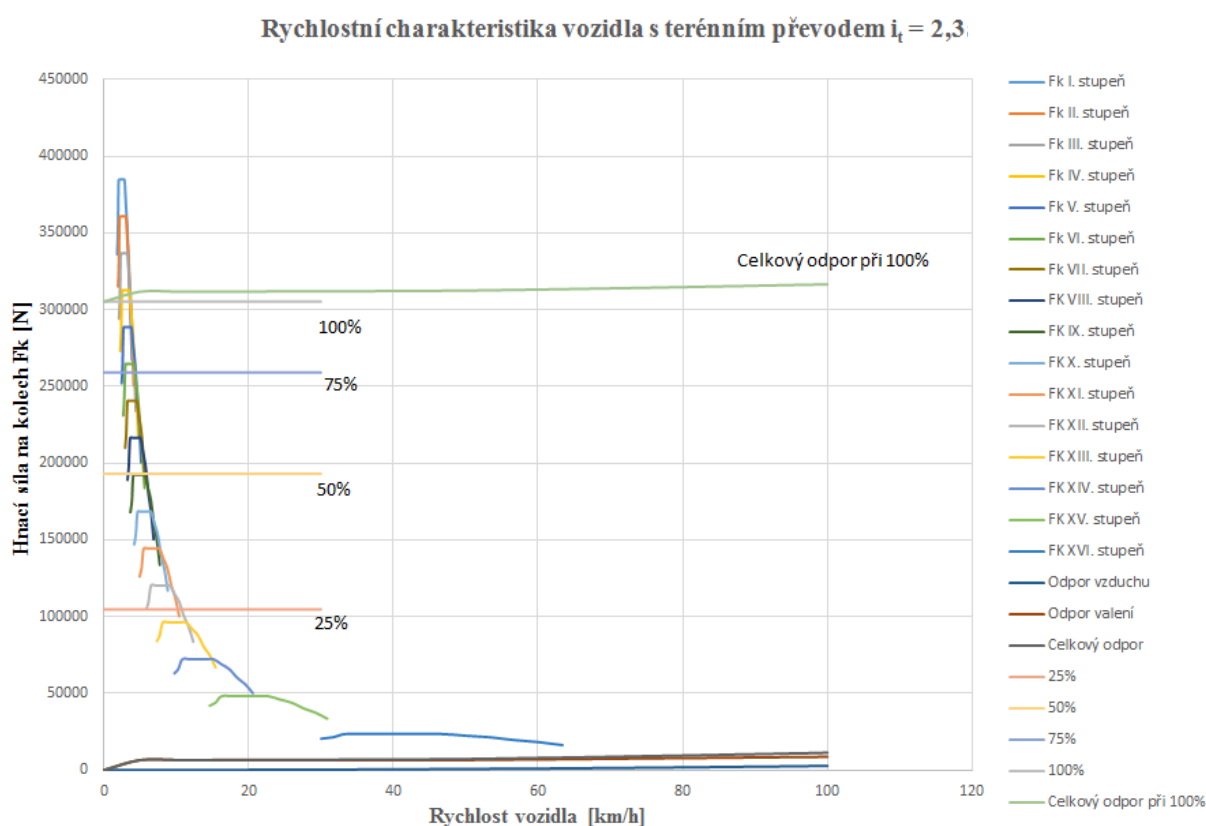
Níže je znázorněn průběh hnacích sil jednotlivých stupňů při průchodu hnací síly navíc přes přídatnou převodovku Tatra 1.3 TR. Lze pozorovat změnu průběhu hnacích sil při každém rychlostním stupni. Vozidlo získalo větší hnací sílu, která slouží pro pohyb v nižších rychlostech, ale lze pozorovat i zmenšení maximální rychlosti, jelikož se posunuly změnou převodového poměru i jednotlivé rychlosti pro každý rychlostní stupeň a zkrátily se tak převodové stupně.



Obrázek 44 Pro vozidlo zatížené na celkovou maximální hmotnost s redukcí 1.3 TR

Tato redukce je ve standartní výbavě vozidla a je jednostupňová, takže převodový poměr se nedá změnit přerazením na silniční převod. Tato sestupná převodovka zvyšuje pouze hnací sílu na kolech.

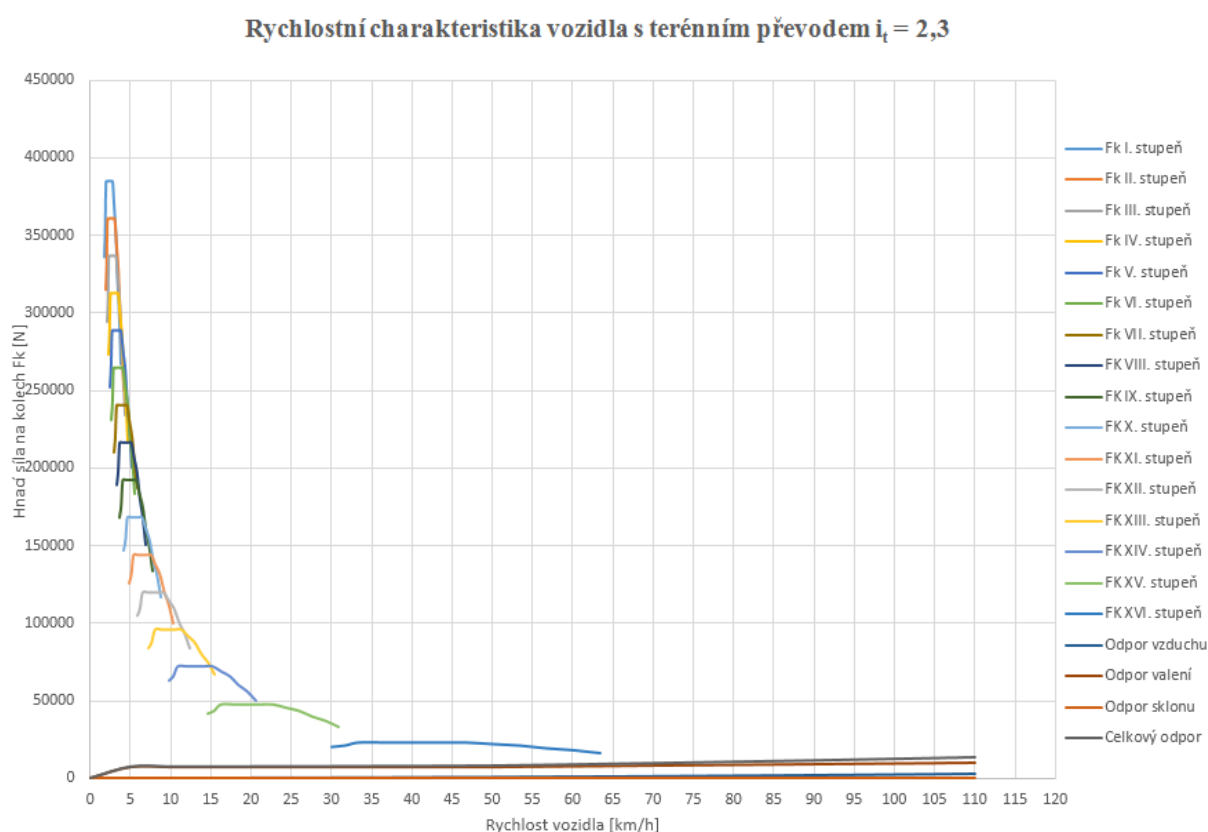
Odpor sklonu počítám 100%, kde je z konfigurace a prospektu známo, že Tatra má maximální stoupavost právě 100% a to při zatížení 44 000 kg. Tento odpor sklonu jsem zahrnul do úplné jízdní charakteristiky i s odpory vzduch a valení. Sklon  $s$ , jsem volil z tabulky pro odpory sklonu 25%, 50%, 75% a 100%.



Obrázek 45 Charakteristika pro vozidlo se standartní převodovkou Tatra 1.3TR s odpory stoupání

Tyto odpory sklonu jsou počítány na asfaltové silnici. Na silnicích jsou obvykle maximální hodnoty stoupání 10 – 12% (výjimku mohou tvořit vysokohorské silnice). Odpor stoupání bývá (v určitých případech) největší z jízdních odporů.

## 10.1 Rychlostní charakteristiky pro silnici



Obrázek 46 Graf závislosti hnací síly na kole a rychlosti pro Tatra Phoenix MINING s redukční převodovkou na silnici [Autor]

Pro asfalt je součinitel odporu menší než pro rozbahněnou půdu. Proto u této charakteristiky nejde o to, jestli se vozidlo rozjede v terénu, ale o maximální rychlost vozidla, kterou mám zvolenou jako kritérium pro návrh mé dvoustupňové převodovky. U které potřebuji dostat převodový poměr pro zvýšení maximální rychlosti vozidla na silnici pro účinnější a rychlejší přesun nákladu.

Z technického listu vozidla je známo, že maximální rychlost je 60 km/h, která by mohla být teoretický vyšší, avšak vozidlo je vybaveno omezovačem rychlosti na 60 km/h. Tato rychlost platí pro nákladní vozidlo plně naložené, které jede po asfaltové silnici a pro sklon 0%. Maximální rychlost se řeší pouze při odporu valení a odporu vzduchu. Bere se v potaz, že vozidlo jede po rovině, takže odpor sklonu je nulový, tudíž tento odpor zanedbáme.



## 10.2 Výpočet převodového poměru pro zvolenou maximální rychlost

Tento výpočet je v rámci návrhu dvoustupňové přídavné převodovky, z kterého chceme získat převodový poměr této sestupné převodovky pro silniční převod. Kde chceme získat vyšší maximální rychlost nákladního vozidla, než je aktuální s jednostupňovou přídavnou převodovkou Tatra 1.3 TR 60 km/h. Mnou stanovený požadavek je docílit na silnici s asfaltovým povrchem rychlosti alespoň 70 km/h. Této rychlosti je možno dosáhnout při zařazeném nejvyšším rychlostním stupni, poněvadž tento rychlostní stupeň by měl mít dle pravidel odstupňování nejnižší převodový poměr. Jelikož se vozidlo při maximální rychlosti pohybuje při zařazeném nejvyšším rychlostním stupni. A pro ten platí:

$$i_{cmin} = i_{pmin} i_r \quad (26)$$

Kde  $i_{pmin}$  je minimální převod šestnáctistupňové převodovky tj. převodový poměr nejvyššího rychlostního stupně. U tohoto rychlostního stupně vozidlo dosahuje maximální rychlosti. Závislost mezi otáčkami motoru  $n_m$  a rychlostí  $v$ , zjistíme z poměru otáček kol a otáček motoru.

$$i_c = \frac{n_m}{n_k} \quad [-] \quad (27)$$

Potom pro rychlost vozidla platí

$$v = 2\pi * n_k * r_k = \frac{2\pi * n_m * r_k}{i_c} \quad [m/s] \quad (28)$$

Úprava rovnice

$$v = \frac{2\pi * n_m * r_k}{i_c} \frac{60}{1000} = 0,377 \frac{n_m * r_k}{i_c} \quad [km/h]$$

Určení  $i_{cmin}$  vyplývá z maximálních otáček motoru  $n_{max}$  a příslušné požadované maximální rychlosti  $v_{max}$ . Potom platí:

Úprava rovnice (28)

$$i_{cmin} = 2 * \pi \frac{n_{mmax} * r_k}{v_{max}} \frac{60}{1000} = 0,377 \frac{n_{mmax} * r_k}{v_{max}} [-]$$

Nepřihlížíme k silovým poměrům, proto použijeme tento výpočet. Tato rovnice vychází z kinematických podmínek. Předpokladem použití tohoto vztahu je, že výkon motoru bude dostačovat pro docílení požadované rychlosti. Jelikož chceme dostat maximální rychlost při maximálním výkonu, budeme do vztahu dosazovat otáčky právě při maximálním výkonu motoru.

$$i_{cmin} = 0,377 \frac{n_{pmax} * r_k}{v_{max}} = 0,377 \frac{1600 * 0,579}{70} = 4,99$$

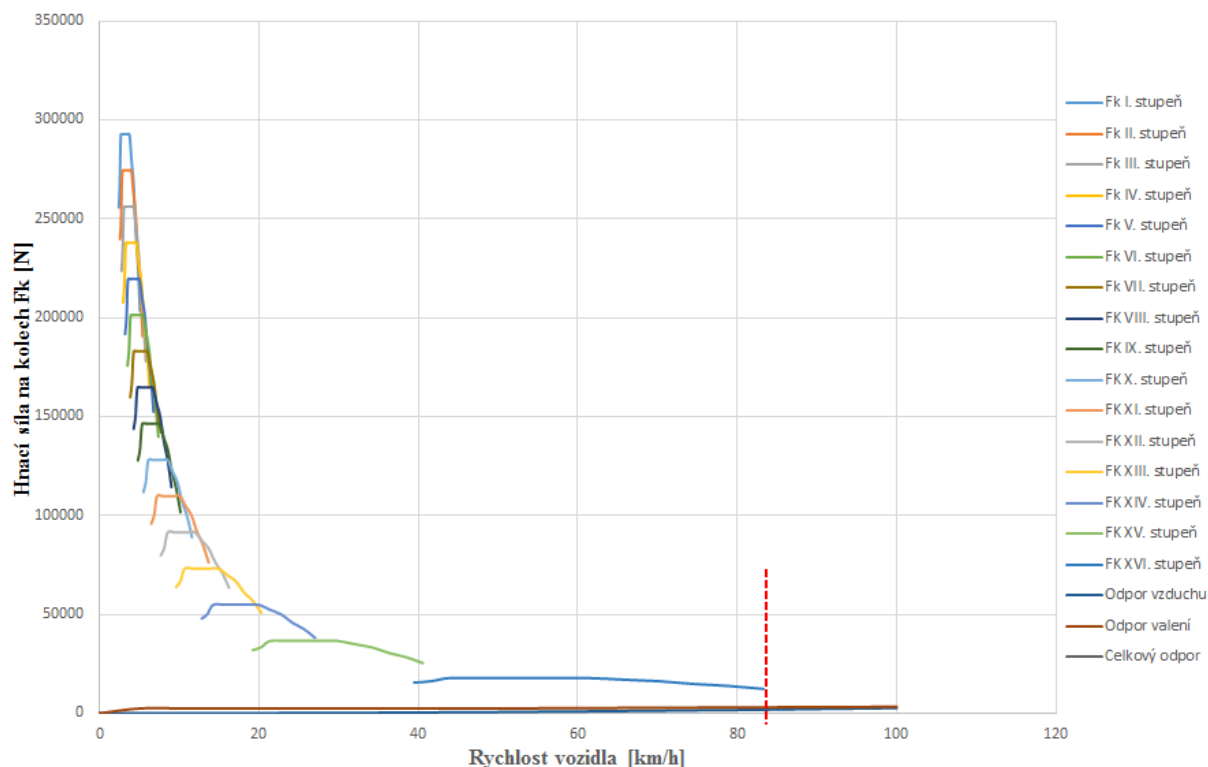
Spočtením hodnoty celkového převodu jsem získal hodnotu minimálního převodového poměru. Tento poměr je zajištěn základní převodovkou, přídatnou převodovkou a rozvodovkou. Já však potřebuji spočítat převodový poměr pro silniční převod mé přídatné převodovky. Celkový převodový poměr je násobkem všech převodových poměrů jednotlivých komponentů umístěných v hnacím traktu.

$$i_{cmin} = i_p * i_r * i_{pps} [-] \quad (29)$$

V tabulce převodových poměrů pro základní převodovku nalezneme, že nejnižší převodový poměr je 0,84. A z technického listu vozidla víme, že stálý převod v rozvodovce je 3,385 po dosazení těchto hodnot do rovnice (29). Dostaneme vztah, ze kterého vypočítám silniční převodový poměr.

$$4,99 = 0,84 * 3,385 * i_{pps} \rightarrow i_{pps} = \frac{4,99}{0,84 * 3,385} = 1,75$$

### Rychlostní charakteristika vozidla se silničním převodem $i_s = 1,75$

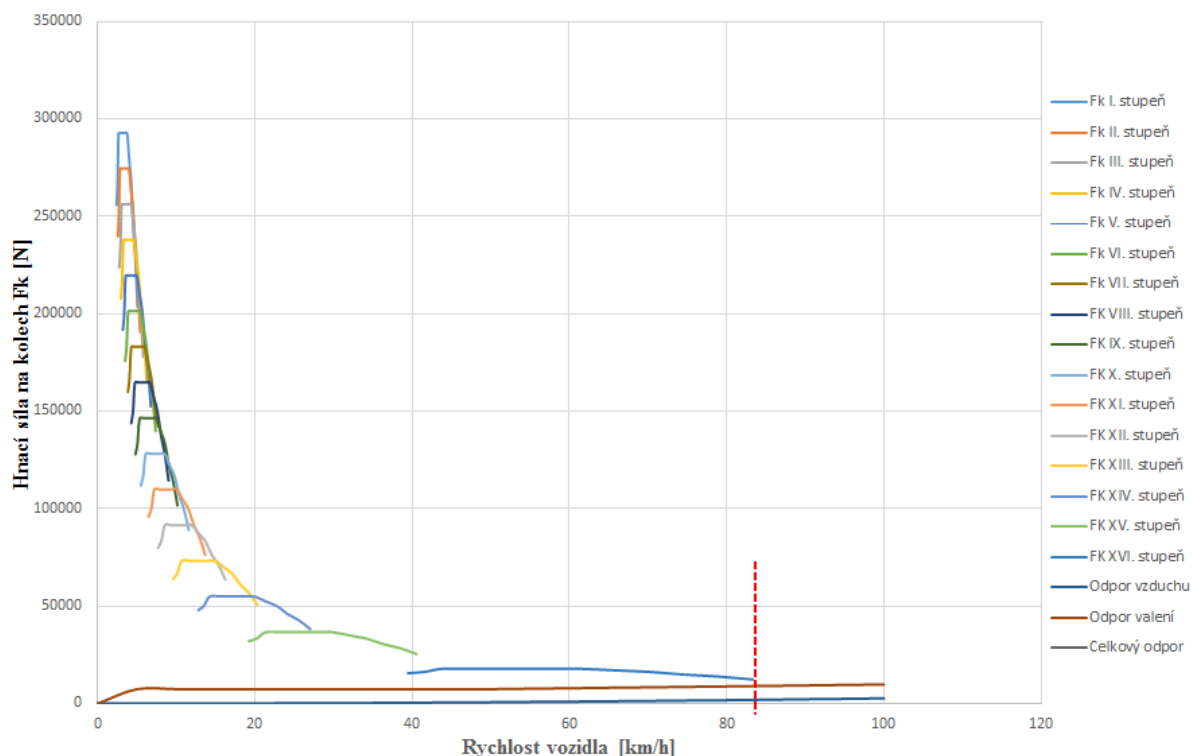


Obrázek 47 Závinnost hnací síly na kole a rychlosti pro Tatra Phoenix MINING pro tatra zatíženou na pohotovostní hmotnost [Autor]

Převodový poměr pro silniční převod v sestupné převodovce jsem vypočítal a hodnota tohoto poměru je 1,75, s touto hodnotou převodového poměru dosáhneme spolu se základní převodovkou a rozvodovkou při zařazeném nejvyšším převodovém stupni rychlosti až 85 km/h. Jelikož převodový poměr plní mnou stanovené požadavky pro dosažení maximální rychlosti, mohu jej hodnotit jako vyhovující. Nákladní vozidlo však této rychlosti dosáhne pouze teoreticky, jelikož by vozidlo bylo vybaveno omezovačem rychlosti na 70 km/h z bezpečnostních důvodů.

Z grafu rychlostní charakteristiky pro vozidlo naložené na maximální celkovou přípustnou hmotnost s mým vypočteným převodovým poměrem pro silniční převod plyne, že rychlost, které vozidlo v takovém stavu dosáhne na rovině, ho stále nijak neomezuje pro to, aby plnil a vyhovoval mým stanoveným požadavkům. Odpor valení i odpor vzduchu jsou menší než hnací síla na kole.

Rychlostní charakteristika vozidla se silničním převodem  $i_s = 1,75$



Obrázek 48 Závislost hnací síly na kole a rychlosti pro Tatra Phoenix MINING pro tatra naloženou na maximální přípustnou hmotnost [Autor]

Převod označený jako terénní zůstane bez jakýchkoliv změn, jelikož tento převodový poměr je pro vytvoření velké hnací síly dostačující. Základním kritériem bylo nákladní vozidlo udělat flexibilnější, obzvláště v uplatnění pro jízdu na silnici. Toto jsme dokázali přidáním převodovým stupněm v sestupné převodovce, označený jako silniční převod. Terénní převod tedy zůstává  $i_t = 2,3$ , kde by se měla zachovat možnost jezdit bezproblémově i v nejtěžších terénech.

Odtud tedy plynou v sestupné převodovce dva převody, jeden s převodovým poměrem 1,75, tuto hodnotu skrývá silniční převod, neboli lidově zvaný „zajíc“ a druhý stupeň s ponechaným převodovým poměrem 2,3, který můžeme nazvat „želva“. Tyto dva převody by se měly postarat o to, aby rozdělily základní převodovku.

### 10.3 Rychlostní diagramy

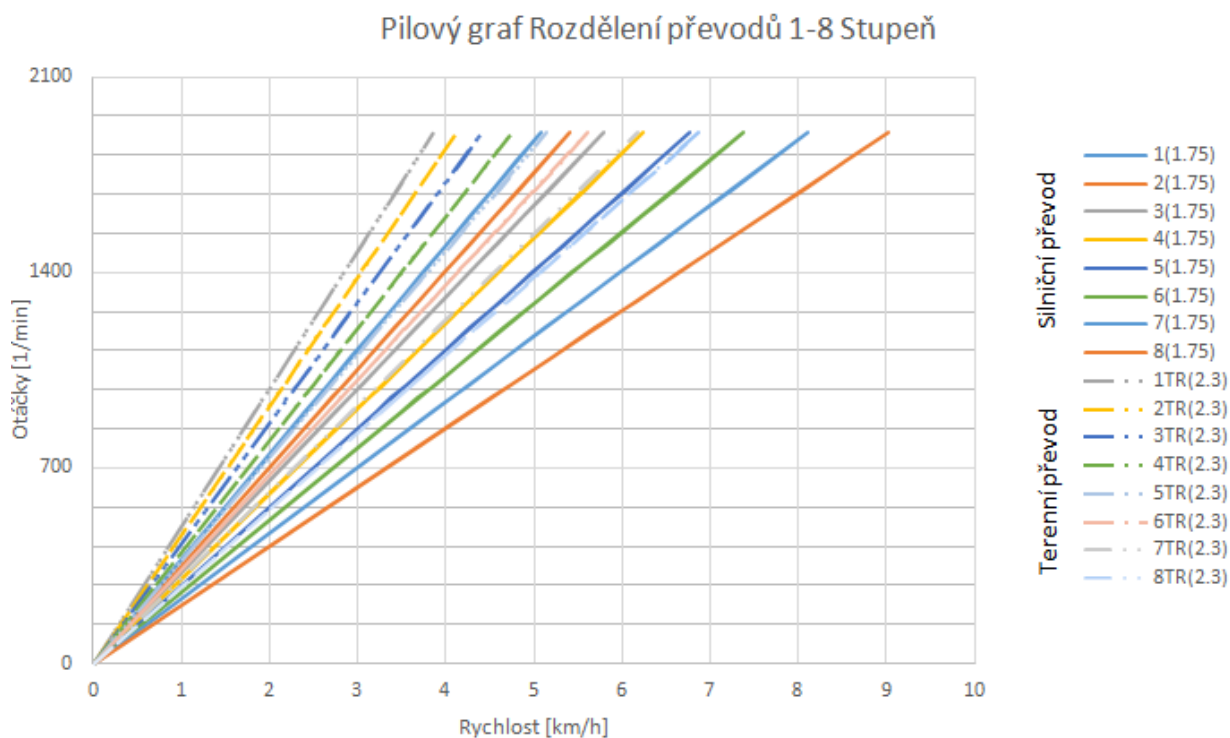
Přehled o závislosti jízdy na otáčkách motoru v jednotlivých stupních převodu udává tzv. rychlostní (pilový) diagram. Na vodorovné ose je rychlost vozidla, na svislé otáčky motoru. Grafy níže jsou pilové diagramy základní manuální převodovky bez reduktoru.



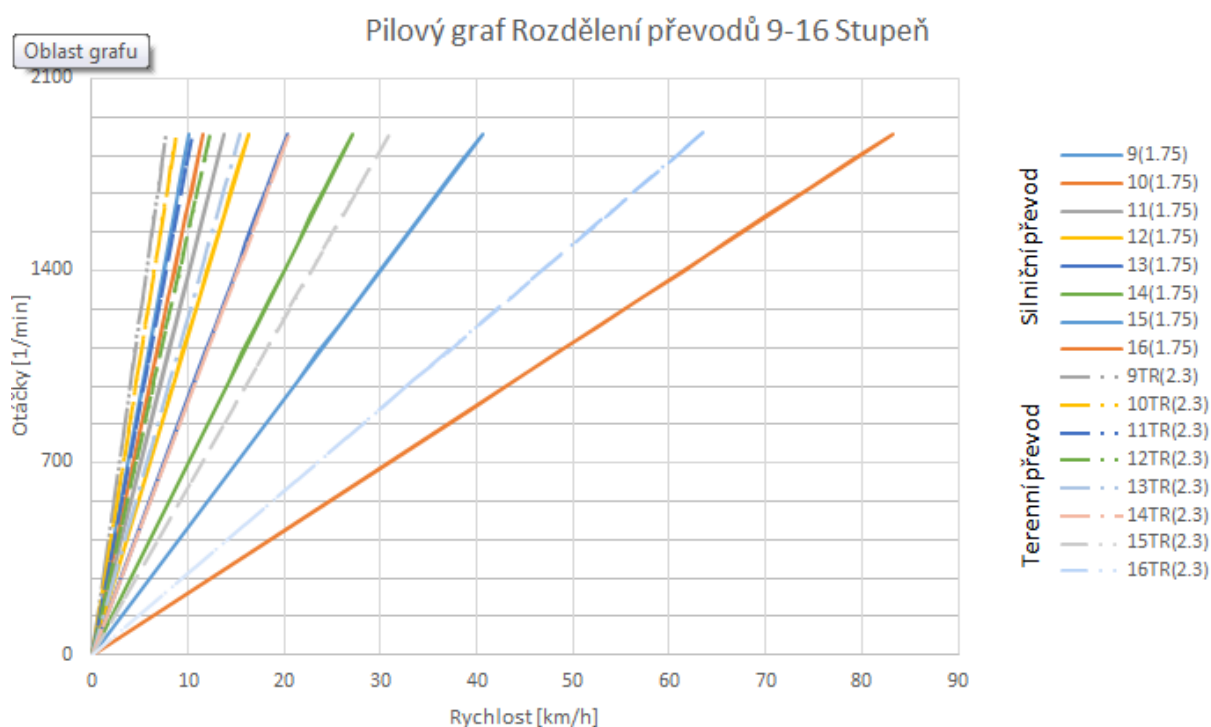
Obrázek 49 Pilový diagram pro 1-8 rychlostní stupeň základní převodovky [Autor]



Obrázek 50 Pilový diagram pro 9-16 rychlostní stupeň základní převodovky [Autor]



Obrázek 51 Pilový diagram pro 1 - 8 rychlostní stupeň s přídatnou převodovkou [Autor]



Obrázek 52 Pilový diagram pro 9-16 rychlostní stupeň s přídatnou převodovkou [Autor]

Toto uspořádání převodu je **nezávislé**. Je vývojově nejstarší a nejjednodušší provedení, v němž potřebné rozpětí převodů je docíleno tím, že k normální, obvykle již vyráběné nebo konstrukčně hotové převodovce je připojena přídatná převodovka tak, aby bylo dosaženo požadovaného rozpětí převodů. Při provozu na silnici se v přídatné

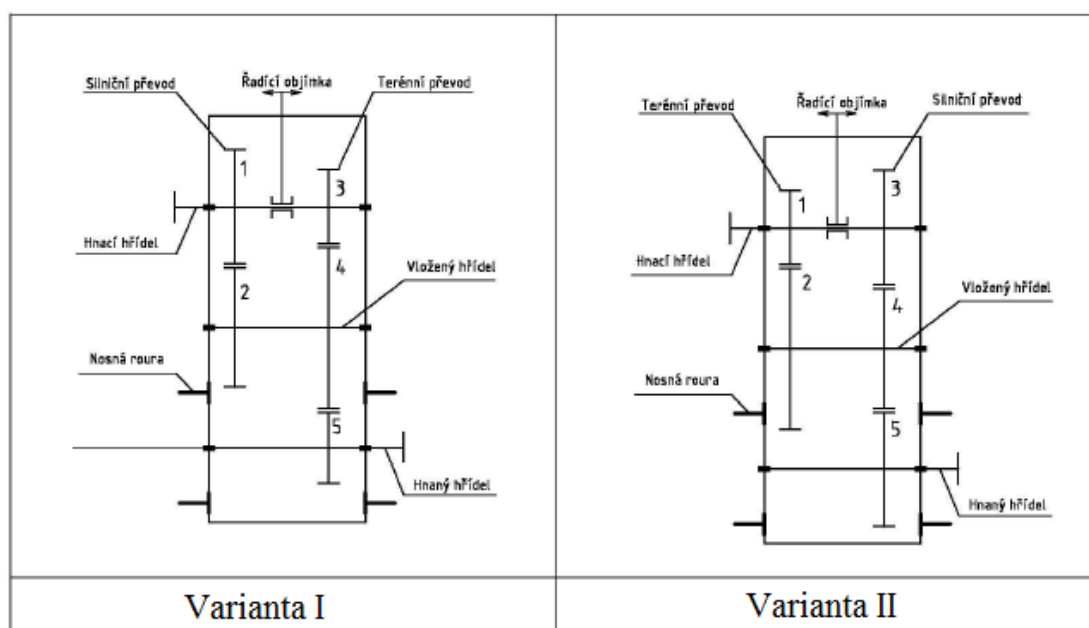
převodovce zařadí silniční převod a podle potřeby se řadí jen převodovka hlavní, při jízdě v terénu se v přídatné převodovce zařadí redukovaný (terénní) chod a podle potřeby se řadí opět jen převodovka hlavní, takže se převody v konkrétních podmínkách jízdy (silnice nebo terén) ovládají jen jednou řadicí pákou. Je to také mimo vývojovou, konstrukční návaznost-jediná výhoda tohoto uspořádání.

K nevýhodám patří, že se některé převodové stupně úplně překrývají, takže vlastně máme k dispozici menší počet rychlostních stupňů, než je teoretický dosažitelný. Mimo to je rozdíl mezi rychlostmi nejrychlejších převodů příliš velký.

## 11 Návrh ozubení

### 11.1 Uspořádání převodů

Kritériem pro návrh této převodovky je mnou vypočítaný převodový silniční poměr. Ozubení volím šikmé, jelikož v záběru bývá v jednom momentu více zubů a tedy únosnost ozubení je tím pádem větší. Kola pak mohou být menší, lehčí a levnější než se zuby přímými. Další výhodou tohoto ozubení je, že u šikmých zubů nedochází tak často k podřezání zubů. Jediná nevýhoda tohoto ozubení asi je, že vznikají axiální síly, které namáhají ložiska v převodovce. V uspořádání převodu jsem volil mezi dvěma variantami. Primární nevýhodou varianty I je, že kolo vložené má nižší mez únavy v ohybu oproti běžnému soukolí.



Obrázek 53 Schéma variant uspořádání ozubených kol v přídatné převodovce[Autor]

Z tohoto vyplívá, že je naprosto nevýhodné přenášet moment terénního převodu přes kolo vložené, kde jsou síly větší než u převodu silničního. Právě u varianty II tato nevýhoda je eliminována. A proto volím variantu II jako vhodné řešení pro pokračování návrhu.

## 11.2 Volba počtů zubů

Pro vytvoření přídatné převodovky používám CAD software, konkrétně Inventor 2016. V tomto programu zvolím mnou požadovaný převodový poměr mezi ozubenými koly a vzdálenost os. Software vypočte ideální počet zubů a hodnotu modulů pro zadané parametry. Jednotlivé převody jsem musel vypočítat ještě mezi jednotlivými koly  $Z_1$  až  $Z_5$ , jelikož převod 1,75 a 2,3 jsou pouze výstupní poměry z převodovky. Proto bylo nutno vypočíst převodové poměry těchto páru kol, abychom tyto konečné převodové poměry získali. Hodnota ve výpočtech 1,24 pro převod stálého záběru je mnou zvolená hodnota.

$$1,75 = i_2 * i_3 = \frac{1,75}{1,24} = 1,411 \quad (30)$$

$$2,3 = i_1 * i_2 = \frac{2,3}{1,24} = 1,854 \quad (31)$$

$$\text{Převodový poměr mezi } Z_1\text{-}Z_2 \quad i_1 = 1,854$$

$$\text{Převodový poměr mezi } Z_3\text{-}Z_4 \quad i_2 = 1,411$$

$$\text{Převodový poměr mezi } Z_4\text{-}Z_5 \quad i_3 = 1,24$$

V praxi nelze pevně dodržet odstupňování převodových poměrů přesně podle zvolené řady. A to díky toho, že převodové poměry jsou totiž dány poměrem počtu zubů zabírajících ozubených kol. Počet zubů každého ozubeného kola při návrhu musí být celé číslo. Z tohoto hlediska bývají obtíže zvláště u ozubených kol s přímými zuby, kde při určitém modulu zubů



a dané osové vzdálenosti je celkový počet zubů zabírajícího páru kol již vlastně určen a případnou korekcí zubu jej lze ovlivnit jen málo.

Počet zubů a jejich parametry jsou voleny dle následujících kritérií:

- Převodový poměr terénní  $2,3 \pm 3\%$
- Převodový poměr silniční  $1,75 \pm 3\%$
- Součinitel trvání záběru kroku  $\varepsilon_\beta \geq 1$

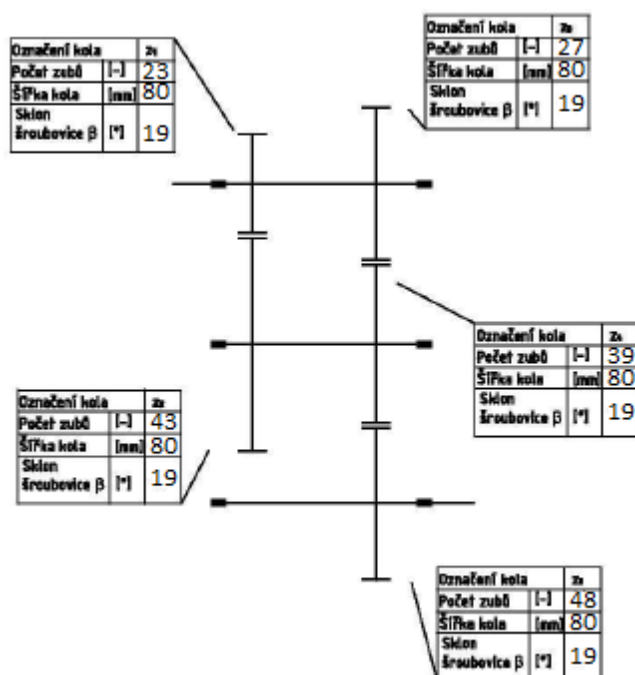
Převodové poměry můžeme ovlivnit jedině počtem zubů. Vzdálenost os hřídelů ozubených kol lze korigovat úhlem  $\beta$ . Na úhlu  $\beta$  a šířce ozubení je však závislá hodnota součinitele trvání záběru kroku  $\varepsilon_\beta$  ( $\varepsilon_\beta = \frac{b_w \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n}$ ). Proto je nutné při volbě těchto parametrů hledat jejich vhodnou kombinaci. Pokud osová vzdálenost je mírně větší než požadovaná, lze ji upravit vyosením vloženého hřídele.

Vypracoval jsem několik variant řešení, které byly voleny tak, aby součinitel trvání záběru kroku  $\varepsilon_\beta$  byl  $>1$ . Další parametry jsou patrné z tabulky 9.

Tabulka 9 Varianty ozubení

Varianta		I	II	III
Modul $m$ [mm]		5	5,25	8
Počet zubů	$Z_1$	36	30	23
	$Z_2$	68	56	43
	$Z_3$	43	36	27
	$Z_4$	61	50	39
	$Z_5$	76	62	48
Úhel sklonu zubů $\beta$ [°]		19	19	19
Osová vzdálenost [mm]		637,3	552,5	648,8
I terénní [-]		2,351	2,314	2,3
I silniční [-]		1,765	1,722	1,776

Jako nejvhodnější řešení po konzultaci s vedoucím mé diplomové práce byla zvolena varianta III. Schéma této varianty spolu s důležitými údaji viz obr. 54.



Obrázek 54 Schéma sestupné převodovky [Autor]

### 11.3 Výpočet geometrie ozubení

K výpočtu geometrie ozubení jsem použil software Inventor 2016. Zjednodušený přehled výsledku geometrie je uveden v tab. 10. Kompletní výstupy výpočtu jsou v příloze A.

- Modul  $m = 8$
- Úhel záběru profilu  $\alpha = 20^\circ$
- Výška hlavy zubu  $a^* = 1,4$
- Hlavová vůle  $c^* = 0,34$
- Zaoblení paty  $r_f^* = 0,21$

Tabulka 10 Základní geometrické údaje ozubení

	Terénní převod		Silniční převod		Stály převod	
	Kolo 1	Kolo 2	Kolo 3	Kolo 4	Kolo 4	Kolo 5
Počet zubů $z$ [-]	23	43	27	39	39	48
Modul zubu [mm]	8		8		8	
Úhel sklonu zubů roztečný $\beta$ [°]	19		19		19	
Osová vzdálenost $a_w$ [mm]	280		280		368,8	
Jednotková korekce $x$ [-]	0,0347	0,0648	0,0407	0,0588	0,0588	0,0406
Průměr patní kružnice $d_f$ [mm]	167,317	337,018	201,257	303,078	303,078	378,937
Průměr hlavové kružnice $d_a$ [mm]	217,542	387,243	251,482	353,303	353,303	429,165
Tloušťka zubů $s$ [mm]	12,768	12,944	12,803	12,909	12,909	12,803
Společná šířka kol $b$ [mm]	80		80		80	
Součinitel záběru profilu $\varepsilon_\alpha$ [-]	2,0359		2,0479		2,1305	
Součinitel záběru kroku $\varepsilon_\beta$ [-]	1,0363		1,0363		1,0363	
Poměrná výška hlavy profilu $h_a^*$ [-]	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
Poměrná hlavová vůle $c_a^*$ [-]	0,34	0,34	0,34	0,34	0,34	0,34
Poměrná rádius paty profilů $\rho_f^*$ [-]	0,21	0,21	0,21	0,21	0,21	0,21
Úhel profilů $\alpha$ [°]	20		20		20	

## 12 Pevnostní kontrola ozubení

V této kapitole je vypočteno zatěžování a volba příslušné normy pro pevnostní kontrolu ozubených převodů. Následně pak postup pevnostních výpočtu všech soukolí, které jsou v přídatné převodovce a zhodnocení výsledných bezpečností.

### 12.1 Výpočet zatěžujících sil a momentů

Pro vytvoření pevnostních výpočtu je nutné nejprve stanovit okrajové podmínky od zatěžujících sil a momentů. Přídatný převod je zatížen výstupním krouticím momentem z převodovky. Maximální zatížení na vstupu do přídatné převodovky je  $M_{lmax}=31740$  Nm. Protože existuje možnost, že krouticí moment motoru je vyšší, než jsou kola schopna přenést na vozovku, je provedena kontrola adhezního omezení.

V některých případech je zatížení na vstupu do přídatné převodovky omezeno adhezí. Adhezní moment je moment, který jsou kola schopna převést na povrch vozovky. Adhezní moment na vstupní hřídeli přídatného převodu H1 je vypočítán pomocí vztahu (32) se zanedbáním účinnosti.

$$M_{ADH} = \frac{9,81 \cdot G_{ADH}^i \cdot R_{DYN} \cdot \varphi}{i_c} [N \cdot m] \quad (32)$$

Kde:  $G_{ADH}^i$  - 44 000 kg celková hmotnost

$R_{DYN}$  - dynamický poloměr pneumatiky, dva typy pneumatik 385/65 R22,5  
 $R_{DYN}=0,536$  m a 315/80 R22,5  $R_{DYN}=0,538$  m.

$\varphi$  = 0,8 součinitel adheze

$i_c = i_{ro} \cdot i_{re}$  - celkový převodový poměr od hnacích kol po vstupní hřídel  
přídatné převodovky

$i_{ro}$  - převodový poměr rozvodovky 3,385

$i_{re}$  -převodový poměr přídatné převodovky 2,32 nebo 1,776

Tabulka 11 Výpočet adhezního omezení

$i_{re}[-]$	$i_{ro}[-]$	$M_{ADH}[Nm]$	
		$G_{ADH}^i = 44\ 000$	
		$R_{DYN} = 0,536\ m$	$R_{DYN} = 0,538\ m$
2,3	3,385	<b>23507,6</b>	<b>23595,3</b>
1,76	3,385	<b>31014</b>	<b>31130</b>

Platí-li podmínka  $M_{I_{max}} > M_{ADH}$ , lze při dimenzování ozubených kol přihlédnout k adheznímu omezení.

$$M_{I_{max}} > M_{ADH} \quad (33)$$

$$\underline{31740 > 31130}$$

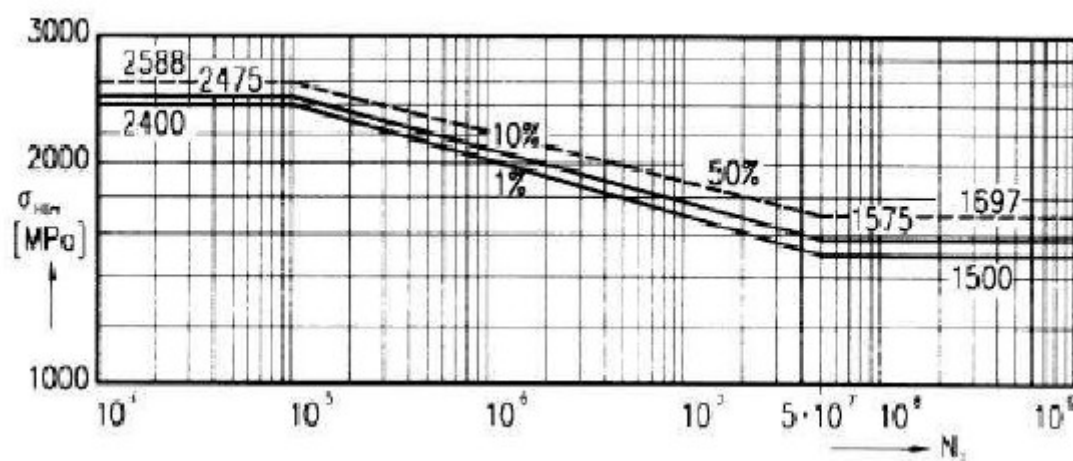
Ze vztahu (33) vyplývá, že krouticí moment přivedený na jednotlivá hnací kola je o něco málo větší, než je trakce schopná přenést (dojde k prokluzu kola). Všechna ozubená soukolí budu kontrolovat na maximální vstupní moment 31740 Nm, který se objeví na hnacím hřídeli přidavné převodovky. Z důvodu předimenzování a bezpečnosti. Otáčky hřídele H1 jsou výstupní otáčky základní převodovky při prvním rychlostním stupni.

Tabulka 12 Hodnoty kroutících momentů a otáček

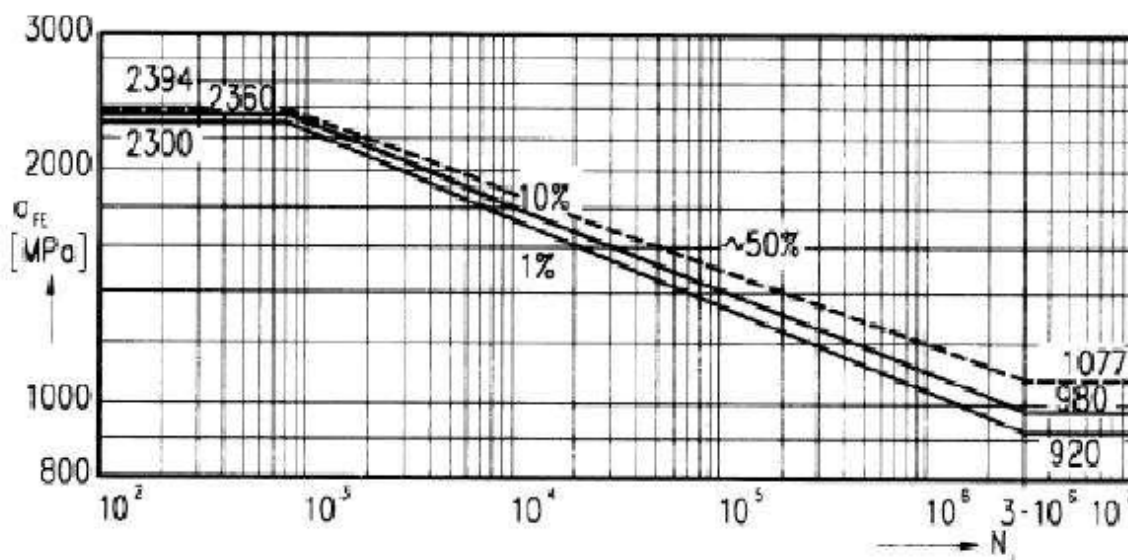
Převod	Terénní převod		Silniční převod	
Hřídel	Krouticí moment na hřídeli [Nm]	Otáčky hřídele [1/ot]	Krouticí moment na hřídeli [Nm]	Otáčky hřídele [1/ot]
<b>H1</b>	31 740	101,4	31 740	101,4
<b>H2</b>	58 153	54,24	44930	70,2
<b>H3</b>	70 141	44,07	54 192	57,04

## 12.2 Materiálové hodnoty

Ozubená kola jsou vyrobena z materiálu 16MnCr5. Na obrázku (55) a (56) jsou uvedeny W – křivky vytáhnutý z normy DIN 3990[18].



Obrázek 55 W – křivka materiálu 16MnCr5 pro dotyk[25]



Obrázek 56 W- křivka materiálu 16MnCr5 pro ohyb[25]

Z W – křivek na obrázcích vyplývá, že mez únavy v dotyku pro pravděpodobnost poruchy 1% je  $\sigma_{Hlim} = 1500 \text{ MPa}$  a mez únavy v ohybu  $\sigma_{Flim} = 920 \text{ MPa}$

## 12.3 Pevnostní výpočet

Pevnostní výpočty byly provedeny softwarem Inventor 2016, dle normy DIN 3990:1988. Pokud je volena bezpečnost v ohybu i dotyku menší než 1, soukolí je dimenzováno v oblasti časové pevnosti. V automobilovém průmyslu je běžnou praxí, že přídatné převody jsou dimenzovány v této oblasti.

Výpočty jsou počítány jako porovnávací. Ty se počítají pro maximální kroutící moment. Je-li bezpečnost v ohybu a dotyku volena menší než 1, soukolí je dimenzováno v oblasti časované pevnosti. Pro dosažení životnosti soukolí alespoň 250 000 km v těžkých terénních podmínkách je nezbytné volit bezpečnosti v ohybu a dotyku:

$$s_F > 0,45[8]$$

$$s_H > 0,4[8]$$

Hodnoty bezpečnosti jsem získal pomocí návrhu čelních ozubených kol v softwaru Inventor 2016. Volbou materiálu a zatížení na jednotlivých ozubených kolech, které v nich vzniká. A danou geometrii ozubení.

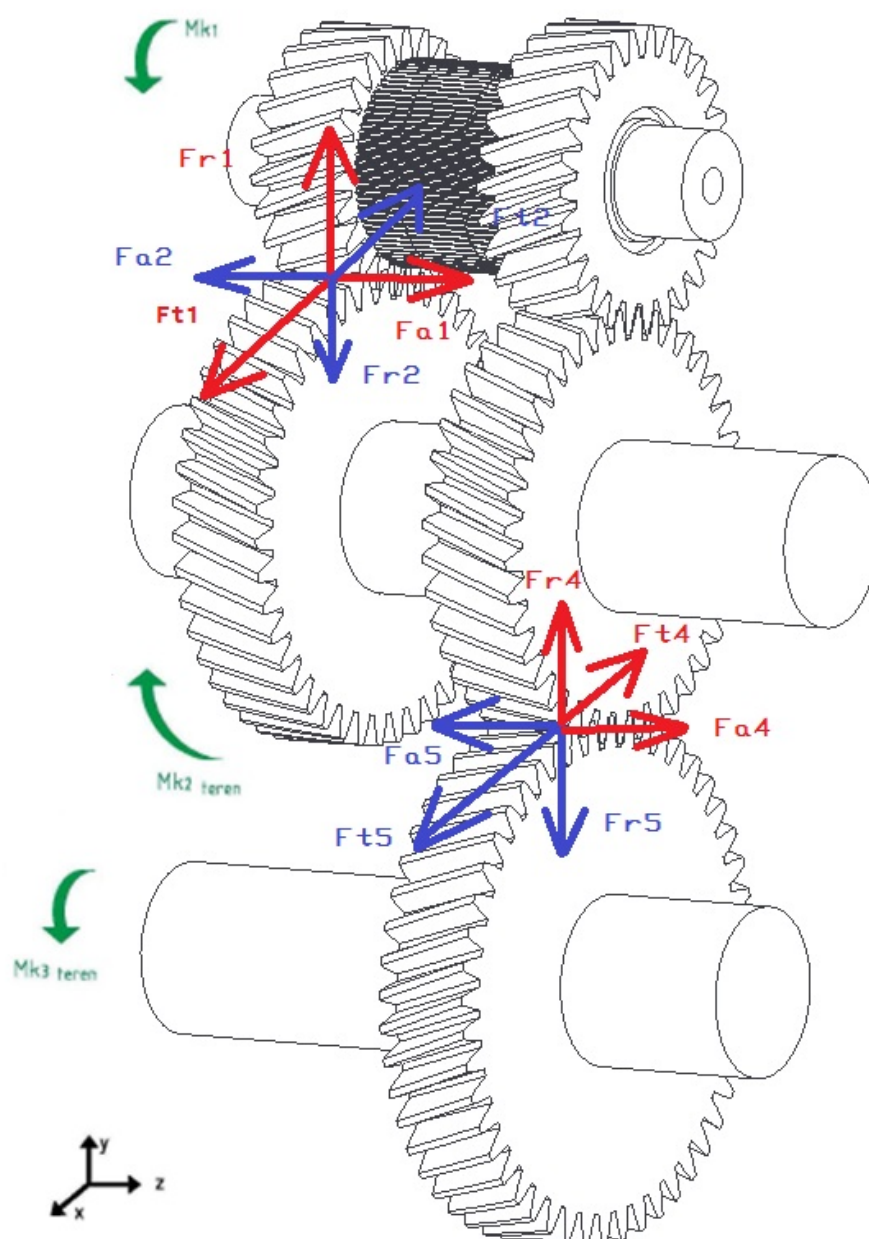
Tabulka 13 Bezpečnosti v ohybu a dotyku pro oba dva převody

		Terénní převod				Silniční převod			
		Soukolí 1-2		Soukolí 4-5		Soukolí 3-4		Soukolí 4-5	
		Kolo 1	Kolo 2	Kolo 4	Kolo 5	Kolo 3	Kolo 4	Kolo 4	Kolo 5
<b>Ohyb</b>	$\sigma_F$ [MPa]	1488,7	1314,3	1396	1363	1212,1	1130,2	1081,1	1055
	$\sigma_{Flim}$ [MPa]	920	920	920	920	920	920	920	920
	$S_F$ [-]	0,618	0,7	0,659	0,675	0,759	0,814	0,851	0,872
<b>Dotyk</b>	$\sigma_H$ [MPa]	2027	1903,6	1506	1474,9	1805	1738,1	1355	1327,4
	$\sigma_{Hlim}$ [MPa]	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500
	$S_H$ [-]	0,740	0,788	0,996	1,017	0,831	0,863	1,107	1,130

## 13 Kontrola hřídelů

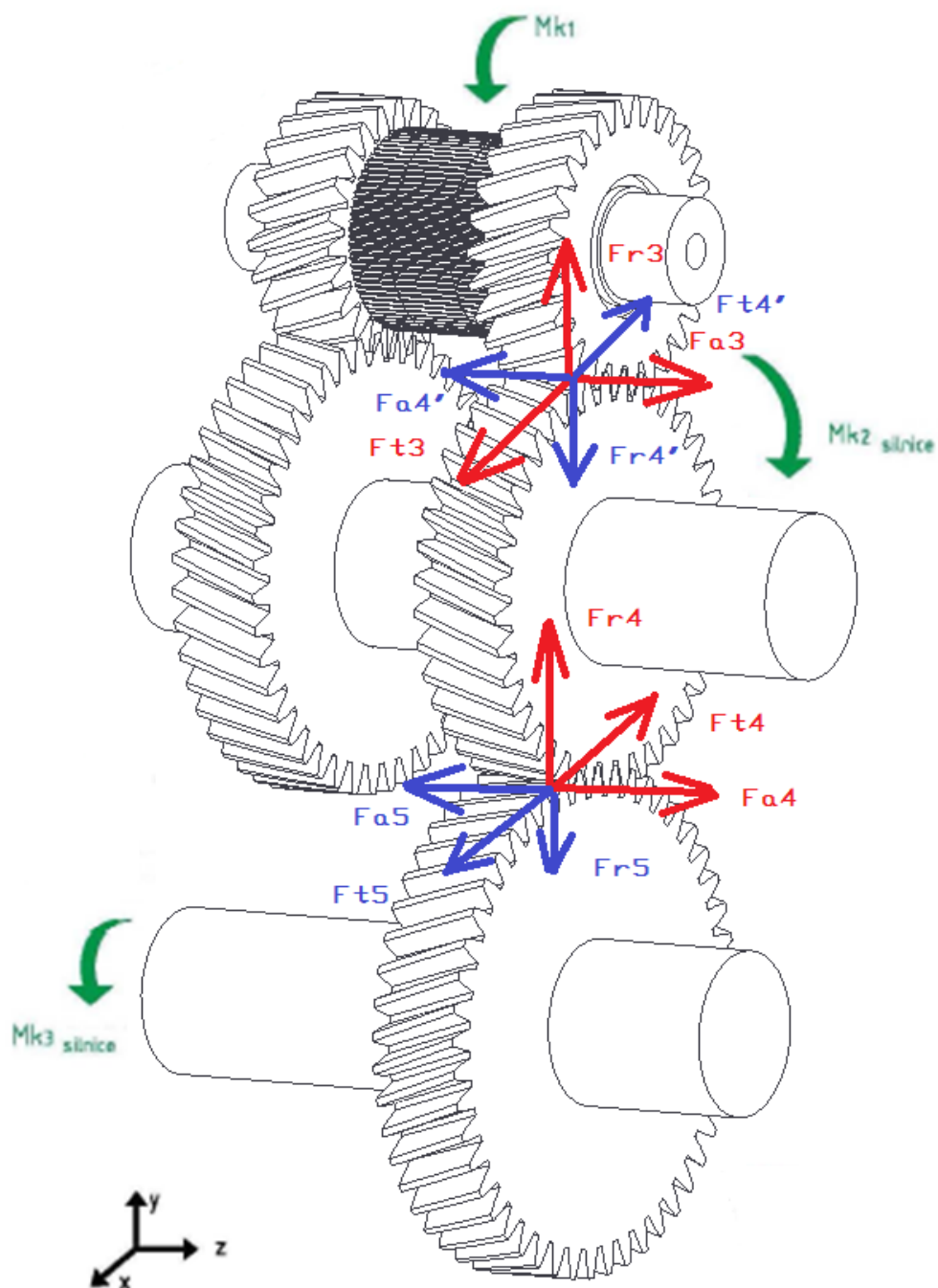
### 13.1 Určení zatížení hřídelů od krouticích momentů ozubených kol

Krouticí moment vytvořený v zubech kol, se rozkládá do třech složek - do radiální síly  $F_r$ , axiální síly  $F_a$  a tečné síly  $F_t$ . Síly jsem určil v softwaru Inventor 2016. Kde jsem jednotlivá ozubená kola zatížil daným momentem a otáčkami, které se na ozubení ozubených kol objeví. Červeně jsou akční síly a reakční modrou barvou.



Obrázek 57 Síly působící v terénním převodu [Autor]





Obrázek 58 Síly působící v silničním převodu [Autor]

Tabulka 14 Síly vznikající v ozubení při maximálním  $M_M$

	Síly v kolech[N]	Terénní převod	Silniční převod
<b>Kolo 1</b>	$F_{t1}$	325 285	-
	$F_{r1}$	127 929	-
	$F_{a1}$	112 004	-
<b>Kolo 2</b>	$F_{t2}$	325 285	-
	$F_{r2}$	127 929	-
	$F_{a2}$	112 004	-
<b>Kolo 3</b>	$F_{t3}$	-	277 095
	$F_{r3}$	-	108 977
	$F_{a3}$	-	95 411
<b>Kolo 4</b>	$F_{t4'}$	-	277 095
	$F_{r4'}$	-	108 977
	$F_{a4'}$	-	95 411
	$F_{t4}$	351 711	271 736
	$F_{r4}$	137 624	106 330
	$F_{a4}$	121 104	93 566
<b>Kolo 5</b>	$F_{t5}$	351 711	271 736
	$F_{r5}$	137 624	106 330
	$F_{a5}$	121 104	93 566

## 13.2 Statická kontrola

Pro výpočet hřídelů byl použit program Inventor 2016. Všechny hřídele jsou vyrobeny z materiálu 14 220.4. Tento materiál má mez kluzu  $Re=600$  MPa a mez pevnosti  $R_m = 800$  MPa. Tyto hodnoty materiálu volím dle [6].

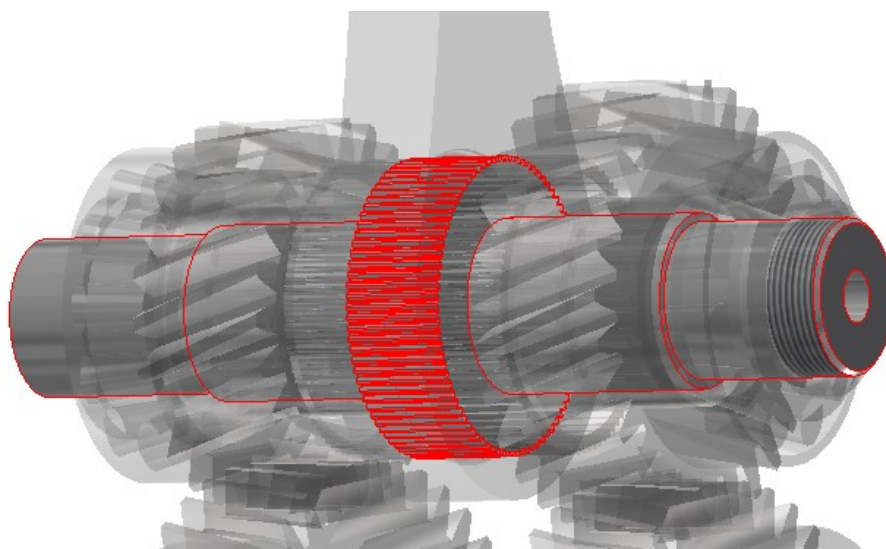
Statická kontrola obsahuje:

- Statickou bezpečnost vzhledem k mezi kluzu v místě s největším redukovaným napětím

$$\text{Vztah pro statickou bezpečnost: } k = \frac{Re}{\sigma_{max}} \quad (34)$$

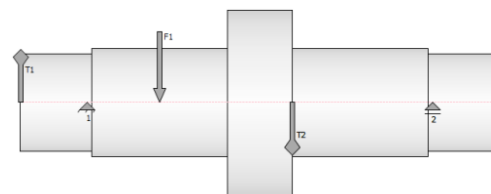
## 13.3 Hřídel H1

Hřídel H1 je namáhána momentem a silami, které vznikají v ozubení při toku krouticího momentu z jednoho kola na druhé. Výpočet velikosti těchto sil je uveden v předcházejících kapitolách. Tento hnací hřídel je zatěžován rozdílně při zařazeném terénním převodu a při silničním převodu. Schéma namáhání hřídele H1 při zařazeném terénním převodu je na obr. (60) a při zařazeném silničním převodu na obr. (61).

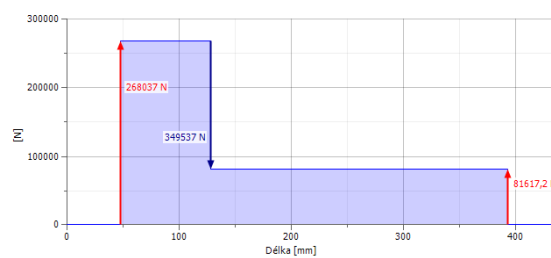


Obrázek 59 Hřídel H1 v převodovce [Autor]

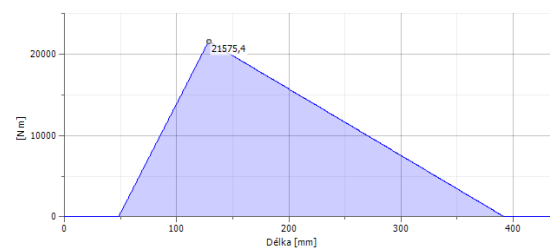
Hřídel 1 zatížena krouticím momentem a silami od ozubení  $F_{t1}$ ,  $F_{r1}$  a  $F_{a1}$



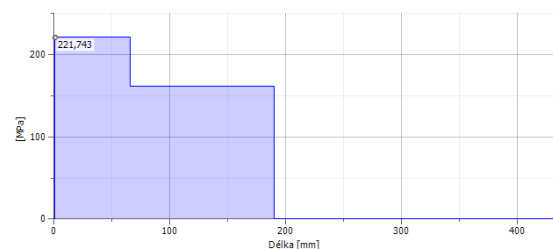
Výsledné posouvající síly [N]



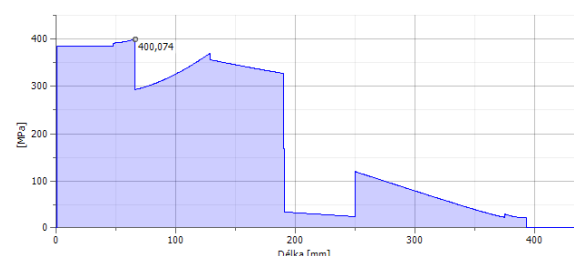
Výsledný ohybový moment [Nm]



Napětí v krutu [MPa]

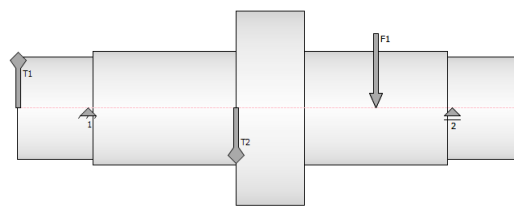


Redukované napětí dle HMM [MPa]

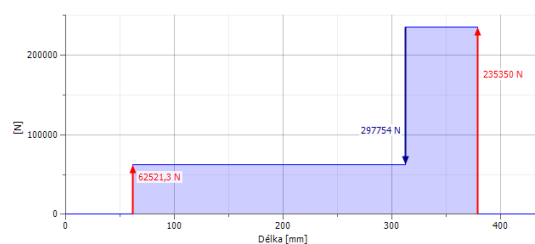


Obrázek 60 hřídel H1 průběhy sil pro zařazený terénní převod [Autor]

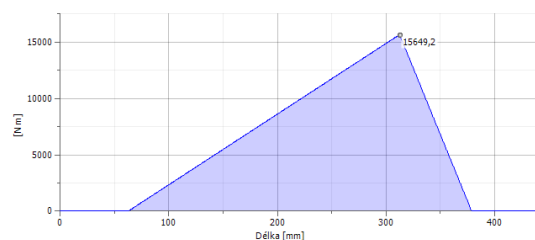
Hřídel 1 zatížena krouticím momentem  
a silami od ozubení  $F_{t3}$ ,  $F_{r3}$  a  $F_{a3}$



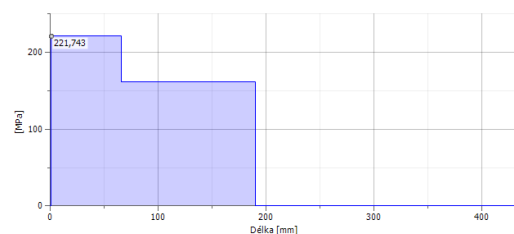
Výsledné posouvající síly [N]



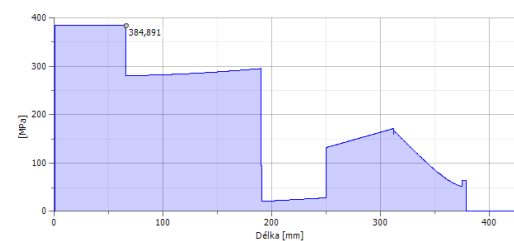
Výsledný ohybový moment [Nm]



Napětí v krutu [MPa]



Redukované napětí dle HMH [MPa]



Obrázek 61 Hřídel H1 průběhy sil pro zařazený silniční převod [Autor]

V tabulce jsou uvedeny posouvajících sil – reakci v podporách, které se dále využívají pro dimenzování ložisek, maximální ohybový moment a maximální redukované napětí dle HMM.

Tabulka 15 Vypočtené hodnoty pro hřídel H1

		1[N]	2[N]	$M_{o_{max}}[Nm]$	$\sigma_{max}^{HMH}[MPa]$
<b>Maximální zatížení</b>	Terénní převod	276 270	73 384	18 370	392
	Silniční Převod	62 521	235 350	15 694	385

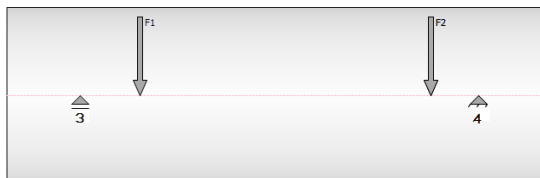
Největší redukované napětí vychází při zařazeném terénním převodu. Kde je statická bezpečnost vyjádřena vztahem.

$$k = \frac{600}{392} = 1,53 \quad (35)$$

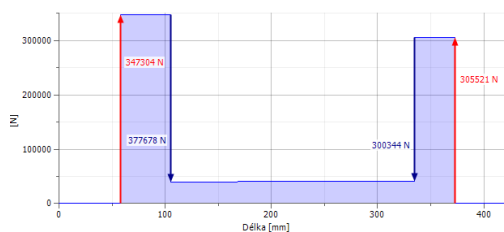
## 13.4 Hřídel H2

Hřídel H2 je namáhán pouze silami, které vznikají v ozubení. Tyto síly vytvořené ozubením se projeví na hřídeli pouze ve formě ohybového napětí. Podpory 3 a 4 znázorňují ložiska, ve kterých je hřídel uložena.

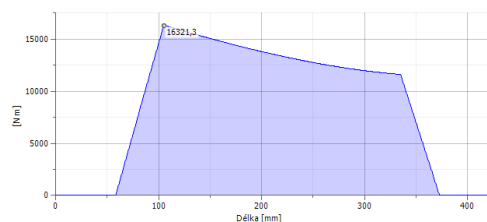
Hřídel H2 zatížená silami  $F_{a2}$ ,  $F_{t2}$ ,  $F_{r2}$ ,  $F_{a4}$ ,  $F_{t4}$  a  $F_{r4}$ .



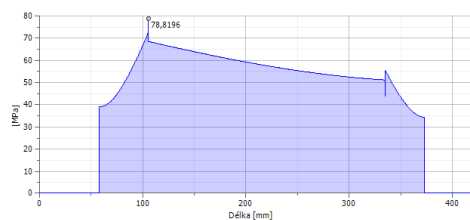
Výsledné posouvající síly [N]



Výsledný ohybový moment [Nm]

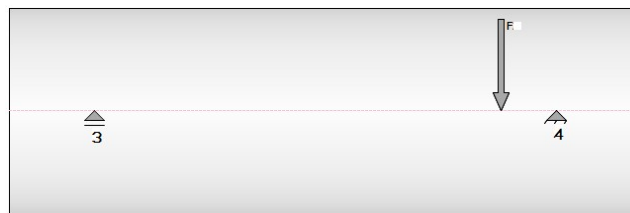


Redukované napětí dle HMH [MPa]

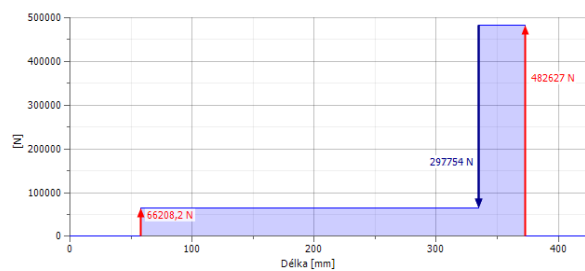


Obrázek 62 Hřídel H2 Průběhy zatěžujících sil pro zařazený terénní převod [Autor]

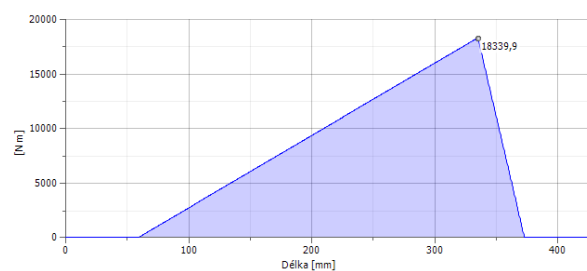
Hřídel H2 zatížená silami  $F_{a4}$ ,  $F_{t4}$ ,  $F_{r4}$ ,  $F_{a4'}$ ,  $F_{t4'}$  a  $F_{r4'}$ .



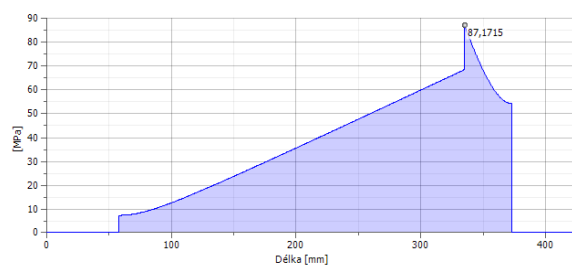
Výsledné posouvající síly [N]



Výsledný ohybový moment [Nm]



Redukované napětí dle HMH [MPa]



Obrázek 63 Hřídel H2 Průběhy zatěžujících sil pro zařazený silniční převod [Autor]

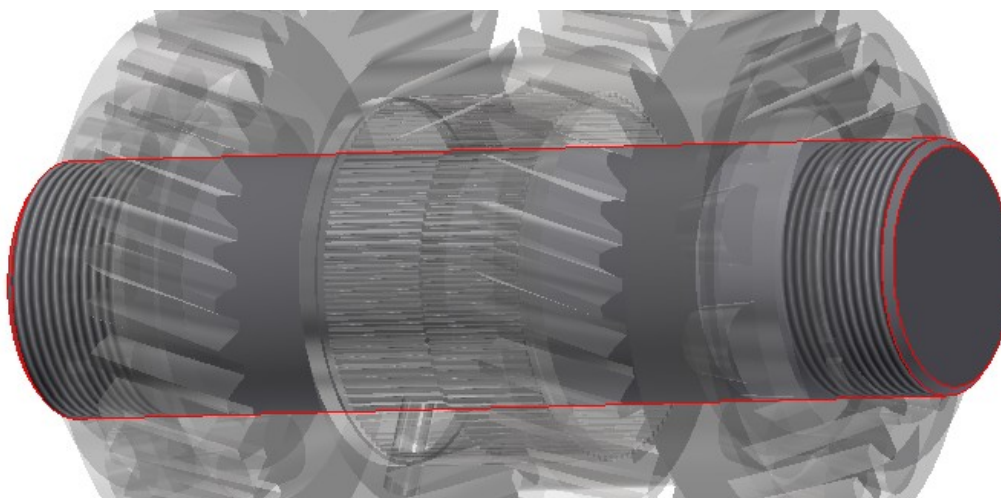


Tabulka 16 Vypočtené hodnoty pro předlokový hřídel H2

		1[N]	2[N]	$M_{o_{max}}[Nm]$	$\sigma_{max}^{HMH}[MPa]$
<b>Maximální zatížení</b>	Terénní převod	347 303	305 521	16 321	79
	Silniční Převod	66 208	482 627	18 339	87

Největší redukované napětí vychází při zařazeném silničním převodu. Kde je statická bezpečnost vyjádřena vztahem.

$$k = \frac{600}{87} = 6,9 \quad (36)$$

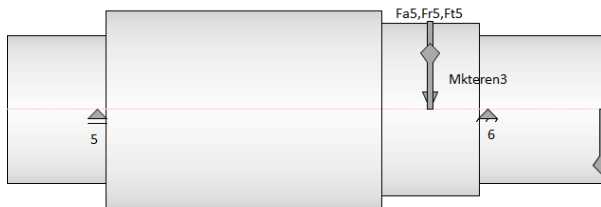


Obrázek 64 Hřídel H2 předloková v převodovce [Autor]

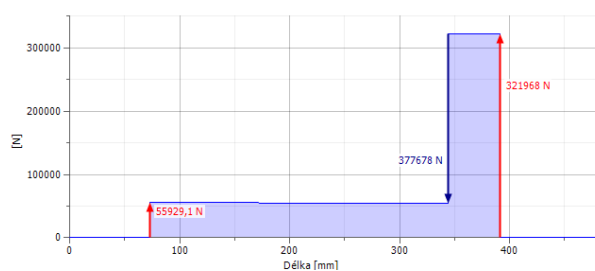
### 13.5 Hřídel H3

Hřídel H3 je zatížen jak krouticím momentem, tak i ohybovým. Namáhání je stejné u silničního i terénního převodu. Liší se pouze velikosti sil, které přes ozubení prochází.

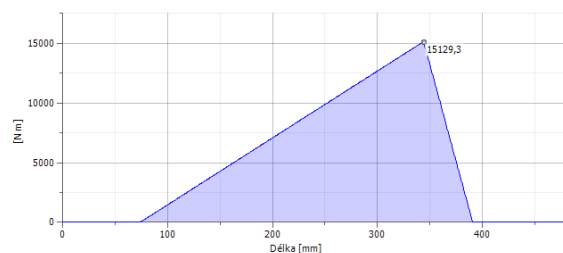
Hřídel H3 zatížená silami  $F_{a4}$ ,  $F_{t4}$ ,  $F_{r4}$ ,  $F_{a5}$ ,  $F_{t5}$  a  $F_{r4}$ .



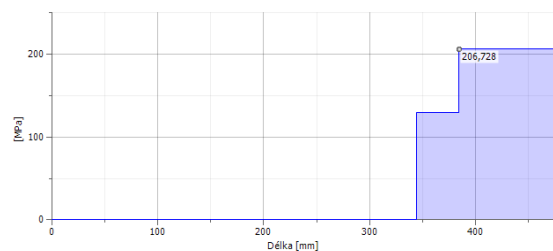
Výsledné posouvající síly [N]



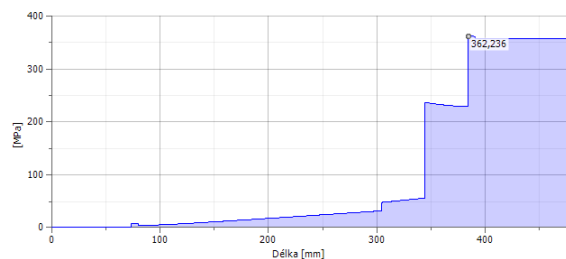
Výsledný ohybový moment [Nm]



Napětí v krutu [MPa]



Redukované napětí dle HMH [MPa]



Obrázek 65 Hřídel H3 Průběhy zatěžujících sil při terénním převodu [Autor]

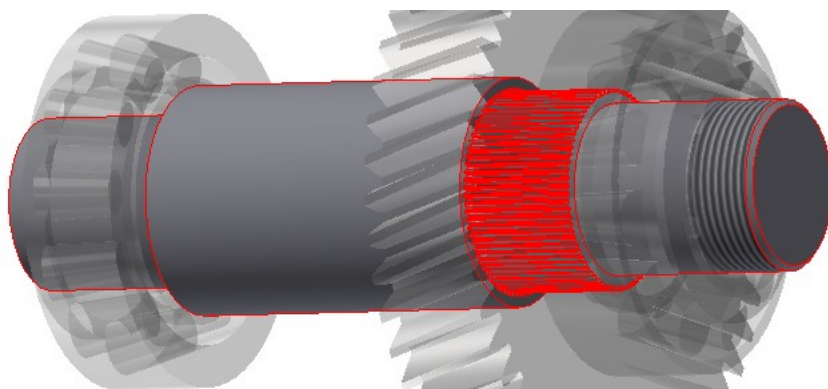
Tabulka 17 Vypočtené hodnoty pro hnanou hřídel H3

		5[N]	6[N]	$M_{o_{max}}[Nm]$	$\sigma_{max}^{HMH}[MPa]$
<b>Maximální zatížení</b>	Terénní převod	55 929	321 968	15 129	362
	Silniční Převod	43 236	248 781	11 689	279

Největší redukované napětí vychází při zařazeném terénním převodu. Kde je statická bezpečnost vyjádřena vztahem.

$$k = \frac{600}{362} = 1,66 \quad (37)$$

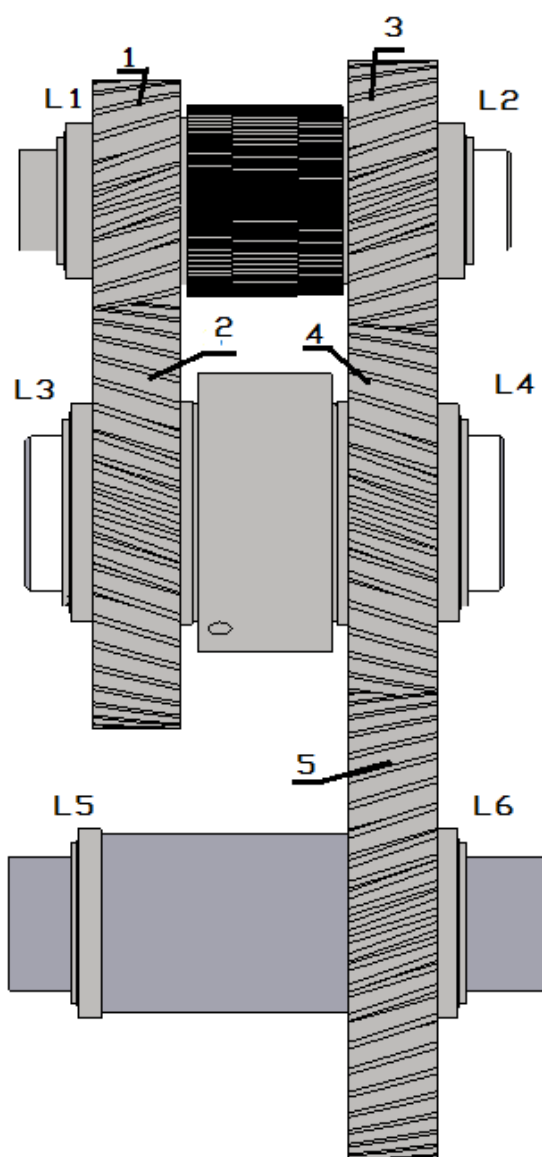
Všechny tři hřídele jsem kontroloval dle metod pro výpočet statické pevnosti hřídelů. Tyto hodnoty jsou v tabulkách 13, 14, 15. Míra bezpečnosti dle [6] z hodnot od 1,4 po hodnotu 1,8, volím hodnotu 1,4. Hřídele 1,2 a 3 vyhovují mým stanoveným požadavkům.



Obrázek 66 Hnaná hřídel H3 v převodovce [Autor]

## 14 Výpočet ložisek

Výpočty v této kapitole jsou pouze informativní. Všechny hřídele jsou osazeny jednořadými kuželíkovými ložisky. Tyto ložiska jsou ideální pro tento typ namáhání, jelikož jsou schopna přenášet jak axiální, tak radiální síly. Označení kuželíkových ložisek je L1 až L6. Na hnací hřídeli jsou ještě jehlová ložiska, která jsou umístěna pod hnacími ozubenými koly. Tyto hnací kola jsou označena čísly 1 a 3. Všechny rozměry a parametry kuželíkových ložisek korespondují s hodnotami uvedenými v katalogu firmy SKF [13].



Obrázek 67 Informativní umístění kuželíkových ložisek [Autor]

## 14.1 Zatížení ložisek

Použití maximálního krouticího momentu na vstupní hřídeli přídavné převodovky pro dimenzování ložisek není vhodné, jelikož by ložiska vycházela příliš velká a byla by velmi drahá. Z tohoto důvodu se ložiska dimenzují pro ekvivalentní krouticí moment a ekvivalentní otáčky.

Jelikož, ale není známo spektrum zatížení, není možné stanovit ekvivalentní zatížení ložisek a zjistit tak životnost ložisek. Tudíž stanovují životnost ložisek pro maximální zatížení a otáčky při I. Převodovém stupni. Životnost ložisek se při tomto zatížení pohybuje v řádu hodin.

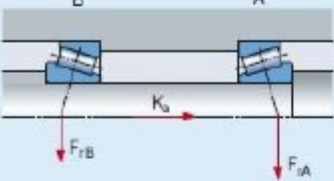
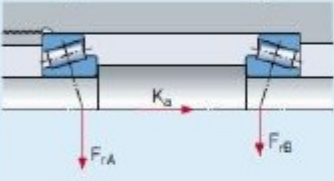
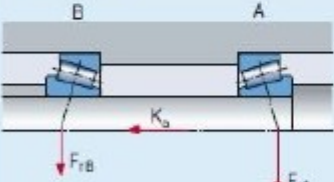
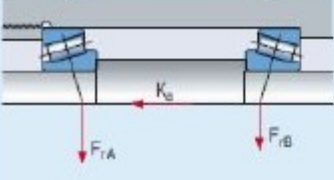
Ekvivalentní dynamické zatížení kuželíkového ložiska je určeno pomocí vztahu

$$P = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a \text{ [kN]} \text{ pro } \frac{F_a}{F_r} > e \quad (38)$$

$$P = F_r \text{ [kN]} \text{ pro } \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (39)$$

Kde	$F_r \text{ [kN]}$	radiální zatížení ložiska
	$Y[-]$	součinitel axiálního zatížení ložiska
	$F_a \text{ [kN]}$	axiální zatížení ložiska
	$e[-]$	výpočtový součinitel ložiska

Pro určení axiálního zatížení je nutné znát druh uložení. Uložení kuželíkových ložisek je možné dvěma způsoby: zády k sobě (do „O“) a čely k sobě (do „X“). Dále je důležitý směr působení axiální síly. Vztahy pro určení axiálního zatížení pro jednotlivé případy jsou uvedeny na obrázku (68).

Uložení	Zatěžovací případ	Axiální síly	
Zády k sobě (do „O“) 	1a) $\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} + K_a$
	1b) $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0,5 \left( \frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} + K_a$
Čely k sobě (do „X“) 	1c) $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0,5 \left( \frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$	$F_{aA} = F_{aB} - K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
Zády k sobě (do „O“) 	2a) $\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
	2b) $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0,5 \left( \frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
Čely k sobě (do „X“) 	2c) $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0,5 \left( \frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} - K_a$

Obrázek 68 Určení axiálního zatížení ložisek [13]

Základní životnost ložisek v miliónech cyklů se určí

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p [10^6 \text{ ot.}] \quad (40)$$

Kde  $C[kN]$  základní dynamická únosnost ložiska  
 $P[kN]$  ekvivalentní dynamické zatížení, určeno dle vztahu výše  
 $p[-]$  exponent rovnice životnosti,  $p = 10/3$  pro ložiska s čarovým stykem  
 Základní životnost ložisek v provozních hodinách se určí

$$L_{10} = L_{10} \frac{10^6}{60 \cdot n} [\text{hod}] \quad (41)$$

Kde  $n[\text{min}^{-1}]$  otáčky příslušného hřídele při 1. Zařazeném rychlostním stupni  
 Životnost ložisek dle SKF v miliónech cyklů se určí

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} [10^6 \text{ ot.}] \quad (42)$$

Kde  $a_1$  součinitel spolehlivosti, pro pravděpodobnost poruchy 10 % je  $a_1 = 1$   
 $a_{SKF}$  součinitel teorie životnosti dle SKF

Pro určení součinitele  $a_{SKF}$  je nutné určit

- Viskózní poměr maziva

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} [-] \quad (43)$$

Kde  $\nu[\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$  skutečná provozní viskozita maziva,  $\nu = 12,1 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$  pro olej 75W-90 a provozní teplotu 110 °C

$\nu_1[\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$  je viskozita, která ještě zajišťuje správné mazání, určena pomocí výpočetního programu SKF [13]

Vztah

$$\eta_c \cdot \frac{P_u}{P} [-] \quad (44)$$

Kde  $\eta_c[-]$  součinitel znečištění maziva, voleno  $\eta_c = 0,5$   
 $P_u[kN]$  je mezní únavové zatížení ložiska, viz katalog SKF [13]

Životnost ložisek podle SKF v provozních hodinách se stanoví

$$L_{nmh} = L_{nm} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} [\text{hod}] \quad (45)$$

## 14.2 Hřídel H1

Tabulka 18

		Terénní převod		Silniční převod	
		Ložisko 1	Ložisko 2	Ložisko 1	Ložisko 2
<b>Označení</b>		32318 J2	32318 J2	32318 J2	32318 J2
<b>C</b>	[kN]	457	457	457	457
<b><math>P_u</math></b>	[kN]	65.5	65.5	65.5	65.5
<b>Y</b>	[–]	1.7	1.7	1.7	1.7
<b>e</b>	[–]	0,35	0,35	0,35	0,35
<b><math>K_{a1}</math></b>	[N]	112 004 doprava		95 411 doprava	
<b><math>F_r/Y</math></b>	[N]	162 511	43 167	36 777	138 441
<b>Zatěžovací případ</b>		1a)		1b)	
<b><math>F_a</math></b>	[N]	81 255	133 587	18 388	113 799
<b><math>F_r</math></b>	[N]	276 270	73 384	62 521	235 350
<b><math>F_a/F_r</math></b>	[–]	0,29	1,82	0,29	0,48
<b>P</b>	[N]	276 270	256 452	62 521	287 598
<b><math>\alpha_{SKF}</math></b>	[–]	0,132	0,134	0,133	0,135
<b><math>L_{10m}</math></b>	[ $10^6$ ot.]	0,706	0,919	100	0,632
<b><math>L_{10mh}</math></b>	[hod]	113	147	16048	101



### 14.3 Hřídel H2

Tabulka 19

		Terénní převod		Silniční převod	
		Ložisko 1	Ložisko 2	Ložisko 1	Ložisko 2
<b>Označení</b>		31328 XJ2	31328 XJ2	31328 XJ2	31328 XJ2
<b>C</b>	[kN]	561	561	561	561
<b><math>P_u</math></b>	[kN]	90	90	90	90
<b>Y</b>	[–]	0,72	0,72	0,72	0,72
<b>e</b>	[–]	0,83	0,83	0,83	0,83
<b><math>K_{a1}</math></b>	[N]	9100 Doleva		1845 Doprava	
<b><math>F_r/Y</math></b>	[N]	482 365	424 334	91 955	670 315
<b>Zatěžovací případ</b>		2c)		2a)	
<b><math>F_a</math></b>	[N]	241 182	232 082	337 002	335 157
<b><math>F_r</math></b>	[N]	347 303	305 521	66 208	482 627
<b><math>F_a/F_r</math></b>	[–]	0,69	0,76	5,1	0,69
<b>P</b>	[N]	347 303	305 521	269 125	482 627
<b><math>a_{SKF}</math></b>	[–]	0,142	0,149	0,156	0,123
<b><math>L_{10m}</math></b>	[ $10^6$ ot.]	0,95	1,13	1,8	0,2
<b><math>L_{10mh}</math></b>	[hod]	293	350	428	47

## 14.4 Hřídel H3

Tabulka 20

		Terénní převod		Silniční převod	
		Ložisko 1	Ložisko 2	Ložisko 1	Ložisko 2
<b>Označení</b>		32324 J2	32324 J2	32324 J2	32324 J2
<b>C</b>	[kN]	792	792	792	792
<b><math>P_u</math></b>	[kN]	110	110	110	110
<b>Y</b>	[–]	1,7	1,7	1,7	1,7
<b>e</b>	[–]	0,35	0,35	0,35	0,35
<b><math>K_{a1}</math></b>	[N]	121 104 Doleva		93 566 Doleva	
<b><math>F_r/Y</math></b>	[N]	32 899	189 393	25 433	146 341
<b>Zatěžovací případ</b>		2a)		2a)	
<b><math>F_a</math></b>	[N]	214 699	93 595	165 886	72 320
<b><math>F_r</math></b>	[N]	55 929	321 968	43 236	248 781
<b><math>F_a/F_r</math></b>	[–]	3,83	0,29	3,83	0,29
<b>P</b>	[N]	387 360	321 968	299 301	248 781
<b><math>\alpha_{SKF}</math></b>	[–]	0,134	0,159	0,167	0,183
<b><math>L_{10m}</math></b>	[ $10^6$ ot.]	1,45	3,2	4,3	8,77
<b><math>L_{10mh}</math></b>	[hod]	550	1222	1251	2567

Životnost ložisek pro pravděpodobnost poruchy 10% podle SKF určena pro maximální zatížení při zařazeném prvním rychlostním stupni vychází v rozsahu od 47 až 16 048 hodin. Tyto výpočty ložisek jsou pouze orientační. Slouží pouze k prvotnímu orientačnímu posouzení životnosti ložisek. Na základě dostupných informací od firmy Timken se životnost ložisek na prvním hřídeli při maximálním zatížení pohybuje v rozmezí 5 až 34 hodin, lze tedy konstatovat, že životnost ložisek je vyhovující. Podrobnější výpočet životnosti ložisek bude možný až při známém provozním spektru zatížení.

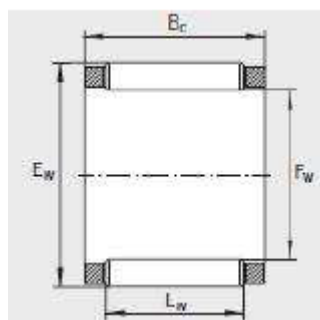
#### 14.5 Kontrola jehlové ložiska pod hnacími ozubenými koly

Tyto ložiska umožňují volné otáčení kolem hnacího hřídele, na které v daný moment není v záběru. Ložisko je zatíženo tedy pouze silami vznikajícími v ozubení tehdy, když je v klidovém stavu oproti hřídeli.

Pod každým z hnacích kol je pár jehlových ložisek s označením ISO 3030 25 C. Parametry tohoto ložiska jsou v tabulce 21.

Tabulka 21 Parametry jehlového ložiska ISO 3030 25C

	$F_w$ [mm]	$E_w$ [mm]	$B_c$ [mm]	$C$ [kN]	$C_0$ [kN]
<b>ISO 3030 25C</b>	100	120	50	240	599.5



Obrázek 69 Rozměry jehlového ložiska [11]

Vzhledem k zatížení ložiska, které se při zatížení neotáčejí, se provádí pouze statická kontrola statické únosnosti. Největší síla vzniká při zařazeném silničním převodu. Její hodnotu nalezneme v tabulce 14.

$$F_t = 325\,285\text{ N}$$

$$F_r = 127\,929\text{ N}$$

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{325\,285^2 + 127\,929^2} = 349\,537\text{ N} \quad (46)$$

Pod každým hnacím ozubeným kolem jsou umístěny 2 ložiska, potom síla na jedno ložisko:

$$P_o = \frac{F}{2} = \frac{349\,537}{2} = 174\,768,5\text{ N} \quad (47)$$

Kontrola statické únosnosti

$$C_0 \geq P_o \quad (48)$$

$$599,5 \geq 174,8\text{ [kN]} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

## 15 Kontrola spojů pro přenos krouticího momentu

Všechna evolventní drážkování jsou dle ISO 4516.

### 15.1 Kontrola zubové spojky

Zubová spojka je vyrobena s evolventním drážkováním.

Drážkování má základní parametry:

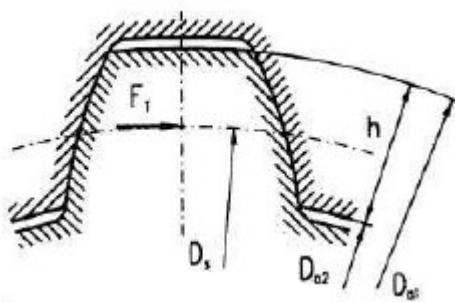
- Úhel profilu  $\alpha = 30^\circ$
- Modul  $m = 2 \text{ mm}$
- $D = 170 \text{ mm}$
- $z = 84$

Hlavový průměr hřídele  $D_{a1} = D - 0,2 \cdot 2 = 170 - 0,2 \cdot 2 = 169,6 \text{ mm}$  (49)

Hlavový průměr náboje  $D_{a2} = D - 2 \cdot 2 = 170 - 2 \cdot 2 = 166 \text{ mm}$  (50)

Střední průměr  $D_s = \frac{D_{a1} + D_{a2}}{2} = \frac{169,6 + 166}{2} = 167,8 \text{ mm}$  (51)

Výška stykové plochy  $h = \frac{D_{a1} - D_{a2}}{2} = \frac{169,6 - 166}{2} = 1,8 \text{ mm}$  (52)



Obrázek 70 základní rozměry evolventního drážkování [11]

$D$  – jmenovitý průměr,  $D_{a2}$  – hlavový průměr náboje,  $D_{a1}$  – hlavový průměr hřídele

Tlak na ozubení:

$$p = \frac{2000 \cdot M_k}{d_s \cdot z \cdot \varphi \cdot h \cdot l} \leq p_{dov} [MPa] \quad (48)$$

Kde  $M_k [Nm]$  krouticí moment na dané hřídeli

$d_s [mm]$  střední průměr spoje (střed stykové plochy)

$z [-]$  počet zubů

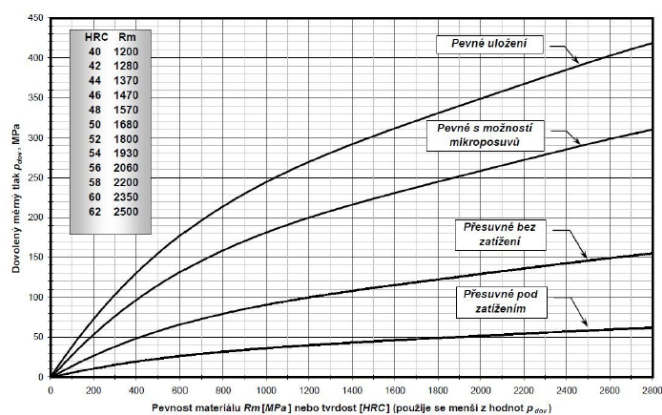
$\varphi [-]$  relativní funkční počet zubů, dle [9] voleno  $\varphi = 0,7$

$h [mm]$  výška stykové plochy

$l [mm]$  společná délka stykové plochy

$p_{dov} [MPa]$  dovolený tlak dle [10]

$$p = \frac{2000 \cdot 31740}{167,8 \cdot 84 \cdot 0,7 \cdot 1,8 \cdot 59} = 60,6 MPa$$



Obrázek 71 dovolený tlak [10]

Součástí zubové spojky jsou z materiálu 14 240.4. Tyto součásti jsou cementovány a kaleny na 60 – 63 HRC. Uložení je přesuvné bez zatížení.  $p_{dov} = 130 MPa$ .

Kontrola tlaku:

$$p \leq p_{dov} \quad (49)$$

$$60,6 \leq 130 [MPa] \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

## 15.2 Spojení ozubených kol na předlohovém hřídeli

Ozubená kola na předlohovém hřídeli jsou spojena objímkou, na které je evolventní drážkování. Toto drážkování je i na ozubených kolech, na kterých je tato objímka nasazena a zajištěna kolíkem proti posunutí.

Drážkování má základní parametry:

- Úhel profilu  $\alpha = 30^\circ$
- Modul  $m = 2 \text{ mm}$
- $D = 200 \text{ mm}$
- $z = 90$

$$\text{Hlavový průměr hřídele} \quad D_{a1} = D - 0,2 \cdot 2 = 200 - 0,2 \cdot 2 = 199,6 \text{ mm} \quad (49)$$

$$\text{Hlavový průměr náboje} \quad D_{a2} = D - 2 \cdot 2 = 200 - 2 \cdot 2 = 196 \text{ mm} \quad (50)$$

$$\text{Střední průměr} \quad D_s = \frac{D_{a1} + D_{a2}}{2} = \frac{199,6 + 196}{2} = 197,8 \text{ mm} \quad (51)$$

$$\text{Výška stykové plochy} \quad h = \frac{D_{a1} - D_{a2}}{2} = \frac{199,6 - 196}{2} = 1,8 \text{ mm} \quad (52)$$

Evolventní ozubení přenáší krouticí moment pouze tehdy, je-li zařazen terénní převod. Přenášený krouticí moment je tedy:

$$M_{k2} = 58\,153 \text{ Nm}$$

Tlak:

$$p = \frac{2000 \cdot 58\,153}{197,8 \cdot 99 \cdot 0,7 \cdot 1,8 \cdot 120} = 39,3 \text{ MPa} \quad (53)$$

Materiál použit na součásti spojení je 16MnCr5. Tyto součásti jsou cementovány a kaleny na 60 – 63 HRC. Uložení je pevné.  $p_{dov} = 400 \text{ MPa}$ .

$$p \leq p_{dov} \quad (54)$$

$$39,3 \leq 400 [\text{MPa}] \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

### 15.3 Spojení hnaného hřídele a kola 5

Drážkování má základní parametry:

- Úhel profilu  $\alpha = 30^\circ$
- Modul  $m = 1,75 \text{ mm}$
- $D = 140 \text{ mm}$
- $z = 79$

$$\text{Hlavový průměr hřídele} \quad D_{a1} = D - 0,2 \cdot 2 = 140 - 0,2 \cdot 1,75 = 139,65 \text{ mm} \quad (55)$$

$$\text{Hlavový průměr náboje} \quad D_{a2} = D - 2 \cdot 2 = 140 - 2 \cdot 1,75 = 136,5 \text{ mm} \quad (56)$$

$$\text{Střední průměr} \quad D_s = \frac{D_{a1} + D_{a2}}{2} = \frac{139,65 + 136,5}{2} = 138,075 \text{ mm} \quad (57)$$

$$\text{Výška stykové plochy} \quad h = \frac{D_{a1} - D_{a2}}{2} = \frac{139,65 - 136,5}{2} = 1,575 \text{ mm} \quad (58)$$

Největší krouticí moment vzniká při zařazeném terénním převodu

$$M_{k3} = 70\,141 \text{ Nm}$$

Tlak:

$$p = \frac{2000 \cdot 70\,141}{138,075 \cdot 79 \cdot 0,7 \cdot 1,575 \cdot 80} = 145,8 \text{ MPa} \quad (59)$$

Materiál použit na součásti spojení je 16MnCr5. Tyto součásti jsou cementovány a kaleny na 60 – 63 HRC. Uložení je pevné s možností mikroposuvů.  $p_{dov} = 290 \text{ MPa}$ .

$$p \leq p_{dov} \quad (60)$$

$$145,8 \leq 290 [\text{MPa}] \rightarrow \text{Vyhovuje}$$



## 16 Závěr

Diplomová práce zpočátku obsahuje popis možných variant ozubení, které mohou figurovat v různých odvětvích nejen v automobilovém průmyslu. Tento popis ozubení je dále rozebírán podrobněji, kde jsou napsány i parametry jednotlivých ozubení. Je poukázáno i na možnosti nepříznivých účinku zubu jako je jejich podřezání. Tyto nepříznivé vlivy se odstraňují korekcemi zubu. V další kapitole přecházím od ozubení, které jsou v převodovkách na ozubených kolech k samotným variantám převodovek a přídavných převodů.

V praktické části mé práce je rozbor zvoleného nákladního vozidla Tatra Phoenix, typového označení MINING. Vozidlo je osazeno jednostupňovou přídavnou převodovkou s převodovým poměrem 2,3. Toto konkrétní vozidlo dosahuje v této vybrané konfiguraci maximální rychlosti 60km/h. Ve vozidle je motor MX-13-340 s výkonem 340kW s manuální šestnáctistupňovou převodovkou od firmy ZF. Vytvořením otáčkové charakteristiky motoru, a převodových poměrů základní převodovky jsem provedl v Excelu 2010 rychlostní charakteristiky vozidla pro jednotlivé případy. Ukázat na jedné z rychlostních charakteristik jaké síly by působily na vozidlo bez redukce a ukázat na této charakteristice, nutnost osazení tohoto vozidla přídavnou převodovkou. Dále jsem provedl v Excelu jízdní charakteristiku stávající konfigurace vozidla s přídavnou převodovkou s typovým označením Tatra 1,3 TR. Vozidlo s touto přídavnou převodovkou by v terénu obstálo, avšak problém je, že jeho maximální rychlost je pouze 60km/h. Tento fakt je zřejmý právě z jízdní charakteristiky pro tuto konfiguraci. Proto mým cílem bylo navrhnout sestupnou převodovku, která by toto omezení vozidla odstranila a zefektivnila by jízdu vozidla po silnici. Cílem bylo dosáhnout na silnici s vozidlem, alespoň 70 kilometrové rychlosti. Po vypočtení požadovaného převodového poměru jsem vytvořil rychlostní charakteristiku opět v softwaru Excel 2010. A z rychlostní charakteristiky shledal tento převodový poměr za dostačující. Po tomto kroku jsem pomocí softwaru Inventor 2016 provedl návrh silničního, terénního a stálého převodu. A v téže programu vytvořil model této přídavné převodovky. Tento návrh v softwaru Inventor 2016 obsahuje i výpočtovou pevnostní část práce, která je k nahlédnutí v příloze. Bezpečnost ozubení ani v jednom případě neklesla pod stanovenou hranici, tudíž ozubení je vyhovující po stránce pevnosti. V další části jsem počítal pevnosti jednotlivých hřídelů. Síly působící na tyto hřídele jsem získal pomocí návrhu v softwaru Inventor 2016. A na tyto vypočtené síly jsem hřídele kontroloval. Všechny 3 hřídele vyhověly pevnostní podmínce.

Trvanlivost ložisek byla počítána pouze jako orientační výpočet, jelikož jsem neměl spektrum zatížení, z kterého bych byl schopen vypočítat ekvivalentní zatížení. A proto jsem počítal s maximálním zatížením. Trvanlivost ložisek je vyhovující.

Pevnostní kontrola zubové spojky a ostatních evolventních drážkování je vyhovující. V příloze je výkres sestavy, výrobní výkres hnacího ozubeného kola 3, geometrie ozubení a jejich pevnostní výpočty.

## 17 Seznam použité literatury

- [1] MATĚJKA, Rostislav. *Vozidla silniční dopravy I*. Bratislava: Alfa Bratislava, 1990, 213 s. ISBN 80-05-00392-7 [2] SVOBODA, J. : *Planetové převody*, Praha, ČVUT 2005
- [2] LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P., : *Strojnické tabulky 3. vyd.*, Praha, Scientia 1999
- [3] BOLEK, A., KOCHMAN, J. : *Části strojů 2. svazek 5. vyd.*, Praha, SNTL 1990
- [4] JAN, ŽDÁNSKÝ, ČUPERA: *Automobily – Převodná ústrojí motorových vozidel (2)*. Nakladatelství Avid s.r.o. Brno 2007, ISBN 978-80-87143-04-9.
- [5] MATĚJKA, Rostislav. *Vozidla silniční dopravy II*. Žilina : Vysoká škola dopravy a spojů Žilina, 1994. 242 s.
- [6] BOHÁČEK, František, et al. *Části a mechanismy strojů II. : Hřídele, tribologie, ložiska*. 1. vydání. Brno : Ediční středisko VUT Brno, 1983. 214 s.
- [7] KŘÍŽ, R., VÁVRA, P.: *Strojírenská příručka, svazek 5* ,Praha, Scientia s.r.o., 1994, ISBN 80-85827-58-1.
- [8] MORAVEC, V.: *Kontrolní pevnostní výpočet přídatných převodů TATRA*, Kopřivnice, interní zpráva TATRA a.s., 2008
- [9] MORVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 72 stran. ISBN 978-80-248-0878-9.
- [10] FOLTA, Z.: *Zdenek Folta – VSB-TU Ostrava, Dovolný měrný tlak*. [online]. [cit. 2011-04-10]. Dostupný z WWW: <<http://www.347.vsb.cz/staff/folta/menu.htm>>.
- [11] DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I – spojovací části strojů* , Ostrava, Monatex a.s, 2000, ISBN 80-7225-018-5.

### Internetové odkazy

- [12] Webové stránky firmy TATRA, a.s. Kopřivnice

<http://www.tatra.cz>

- [13] Webové stránky firmy SKF- interaktivní katalog

<http://www.skf.com/>

[14] [www.strojka-opava.cz](http://www.strojka-opava.cz)

[15] [https://cs.wikipedia.org/wiki/Planetov%C3%A1\\_p%C5%99evodovka](https://cs.wikipedia.org/wiki/Planetov%C3%A1_p%C5%99evodovka)

## **Použité programové vybavení**

[16] Excel 2016

[17] Autodesk 2016 Profesional

## **Použité normy**

[18] DIN 3990 T1 – T5: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnräder. Teil 1 – 5. Deutsche norm 1987.

## **18 Přílohy**

- A. Geometrie soukolí
- B. Pevnostní výpočet soukolí
- C. Výkres sestavy
- D. Výkres ozubeného hnacího kola silničního převodu

## Poděkování

Rád bych tímto poděkoval vedoucímu mé diplomové práce Ing. Michalu Richtářovi Phd. A hlavně rodině, která mě od začátku studia podporovala a vytvářela mi čas pro studium a ideální podmínky pro dostudování. Elišce Gebauerové, za pocit jistoty, který ve mně vytvářela a potřebnou ctížádostivost. Děkuji.

## A. Geometrie soukolí

		Kolo 1	Kolo 2
Typ modelu		Komponenta	Komponenta
Počet zubů	z	23 ul	43 ul
Jednotkové posunutí	x	0,0347 ul	0,0648 ul
Průměr roztečné kružnice	d	194,602 mm	363,822 mm
Průměr hlavové kružnice	d <sub>a</sub>	217,542 mm	387,243 mm
Průměr patní kružnice	d <sub>f</sub>	167,317 mm	337,018 mm
Průměr základní kružnice	d <sub>b</sub>	181,611 mm	339,534 mm
Pracovní roztečný průměr	d <sub>w</sub>	195,152 mm	364,848 mm
Šířka ozubení	b	80,000 mm	80,000 mm
Šířkový poměr	b <sub>r</sub>	0,4111 ul	0,2199 ul
Výška hlavy zubu	a*	1,4000 ul	1,4000 ul
Hlavová vůle	c*	0,3400 ul	0,3400 ul
Zaoblení paty	r <sub>f</sub> *	0,2100 ul	0,2100 ul
Tloušťka zubu	s	12,768 mm	12,944 mm
Čelní tloušťka zubu	s <sub>t</sub>	13,504 mm	13,690 mm
Tloušťka zubu na tětivě	t <sub>c</sub>	<div> <div>11,275 mm</div> <div>-0,056 mm</div> <div>-0,136 mm</div> </div>	<div> <div>11,430 mm</div> <div>-0,075 mm</div> <div>-0,175 mm</div> </div>
Výška hlavy zubu nad tětivou	a <sub>c</sub>	9,418 mm	9,631 mm
Rozměr přes zuby	W	<div> <div>85,872 mm</div> <div>-0,052 mm</div> </div>	<div> <div>135,900 mm</div> <div>-0,070 mm</div> </div>

		-0,127 mm	-0,165 mm
Rozměr přes zuby	$z_w$	4,000 ul	6,000 ul
Rozměr přes válečky (kuličky)	$M$	214,464 mm -0,145 mm -0,295 mm	384,588 mm -0,205 mm -0,410 mm
Průměr válečku (kuličky)	$d_M$	14,000 mm	14,000 mm
Mezní úchylka sklonu zubu	$F_\beta$	0,0120 mm	0,0120 mm
Mezní obvodové házení ozubení	$F_r$	0,0280 mm	0,0320 mm
Mezní úchylka čelní rozteče	$f_{pt}$	0,0110 mm	0,0110 mm
Mezní úchylka základní rozteče	$f_{pb}$	0,0100 mm	0,0100 mm
Náhradní počet zubů	$z_v$	26,837 ul	50,174 ul
Virtuální roztečný průměr	$d_n$	214,697 mm	401,390 mm
Virtuální hlavový průměr	$d_{an}$	237,637 mm	424,812 mm
Virtuální průměr základní kružnice	$d_{bn}$	201,749 mm	377,183 mm
Jednotková korekce bez zúžení	$x_z$	0,9080 ul	0,2588 ul
Jednotková korekce bez podříznutí	$x_p$	0,0322 ul	-1,3328 ul
Jednotkové posunutí s dovol. podříznutím	$x_d$	-0,2348 ul	-1,5998 ul
Snížení hlavy zubu	$k$	0,0009 ul	0,0009 ul
Jednotková šířka hlavy zubu	$s_a$	0,2327 ul	0,3587 ul
Hlavový úhel profilu	$\alpha_a$	32,7962 deg	28,0111 deg

*Příloha 1 Geometrie terénního převodu*

		Kolo 1		Kolo 2	
Typ modelu		Komponenta		Komponenta	
Počet zubů	z	27 ul		39 ul	
Jednotkové posunutí	x	0,0407 ul		0,0588 ul	
Průměr roztečné kružnice	d	228,446 mm		329,978 mm	
Průměr hlavové kružnice	d <sub>a</sub>	251,482 mm		353,303 mm	
Průměr patní kružnice	d <sub>f</sub>	201,257 mm		303,078 mm	
Průměr základní kružnice	d <sub>b</sub>	213,196 mm		307,949 mm	
Pracovní roztečný průměr	d <sub>w</sub>	229,091 mm		330,909 mm	
Šířka ozubení	b	80,000 mm		80,000 mm	
Šířkový poměr	b <sub>r</sub>	0,3502 ul		0,2424 ul	
Výška hlavy zubu	a*	1,4000 ul		1,4000 ul	
Hlavová vůle	c*	0,3400 ul		0,3400 ul	
Zaoblení paty	r <sub>f</sub> *	0,2100 ul		0,2100 ul	
Tloušťka zubu	s	12,803 mm		12,909 mm	
Čelní tloušťka zubu	s <sub>t</sub>	13,541 mm		13,652 mm	
Tloušťka zubu na těživě	t <sub>c</sub>	11,306 mm	-0,056 mm	11,399 mm	-0,075 mm
			-0,136 mm		-0,175 mm
Výška hlavy zubu nad tětivou	a <sub>c</sub>	9,461 mm		9,588 mm	
Rozměr přes zuby	W	86,431 mm	-0,052 mm	135,341 mm	-0,070 mm



		-0,127 mm	-0,165 mm
Rozměr přes zuby	$z_w$	4,000 ul	6,000 ul
Rozměr přes válečky (kuličky)	$M$	248,535 mm -0,150 mm -0,305 mm	350,596 mm -0,200 mm -0,405 mm
Průměr válečku (kuličky)	$d_M$	14,000 mm	14,000 mm
Mezní úchylka sklonu zubu	$F_\beta$	0,0120 mm	0,0120 mm
Mezní obvodové házení ozubení	$F_r$	0,0280 mm	0,0320 mm
Mezní úchylka čelní rozteče	$f_{pt}$	0,0110 mm	0,0110 mm
Mezní úchylka základní rozteče	$f_{pb}$	0,0100 mm	0,0100 mm
Náhradní počet zubů	$z_v$	31,504 ul	45,506 ul
Virtuální roztečný průměr	$d_n$	252,035 mm	364,051 mm
Virtuální hlavový průměr	$d_{an}$	275,072 mm	387,377 mm
Virtuální průměr základní kružnice	$d_{bn}$	236,836 mm	342,096 mm
Jednotková korekce bez zúžení	$x_z$	0,7767 ul	0,3876 ul
Jednotková korekce bez podříznutí	$x_p$	-0,2408 ul	-1,0598 ul
Jednotkové posunutí s dovol. podříznutím	$x_d$	-0,5078 ul	-1,3268 ul
Snížení hlavy zubu	$k$	0,0009 ul	0,0009 ul
Jednotková šířka hlavy zubu	$s_a$	0,2712 ul	0,3429 ul
Hlavový úhel profilu	$\alpha_a$	31,3929 deg	28,6394 deg

Příloha 2 Geometrie silničního převodu

		Kolo 1	Kolo 2
Typ modelu		Komponenta	Komponenta
Počet zubů	z	39 ul	48 ul
Jednotkové posunutí	x	0,0446 ul	0,0549 ul
Průměr roztečné kružnice	d	329,978 mm	406,126 mm
Průměr hlavové kružnice	d <sub>a</sub>	353,080 mm	429,393 mm
Průměr patní kružnice	d <sub>f</sub>	302,851 mm	379,164 mm
Průměr základní kružnice	d <sub>b</sub>	307,949 mm	379,015 mm
Pracovní roztečný průměr	d <sub>w</sub>	330,686 mm	406,998 mm
Šířka ozubení	b	80,000 mm	80,000 mm
Šířkový poměr	b <sub>r</sub>	0,2424 ul	0,1970 ul
Výška hlavy zubu	a*	1,4000 ul	1,4000 ul
Hlavová vůle	c*	0,3400 ul	0,3400 ul
Zaoblení paty	r <sub>f</sub> *	0,2100 ul	0,2100 ul
Tloušťka zubu	s	12,826 mm	12,886 mm
Čelní tloušťka zubu	s <sub>t</sub>	13,565 mm	13,628 mm
Tloušťka zubu na těživě	t <sub>c</sub>	11,326 mm -0,075 mm -0,175 mm	11,379 mm -0,075 mm -0,175 mm
Výška hlavy zubu nad těživou	a <sub>c</sub>	9,490 mm	9,563 mm
Rozměr přes zuby	W	135,264 mm -0,070 mm	160,120 mm -0,070 mm

		-0,165 mm	-0,165 mm
Rozměr přes zuby	$z_w$	6,000 ul	7,000 ul
Rozměr přes válečky (kuličky)	$M$	350,395 mm -0,205 mm -0,410 mm	426,814 mm -0,205 mm -0,415 mm
Průměr válečku (kuličky)	$d_M$	14,000 mm	14,000 mm
Mezní úchylka sklonu zubu	$F_\beta$	0,0120 mm	0,0120 mm
Mezní obvodové házení ozubení	$F_r$	0,0320 mm	0,0320 mm
Mezní úchylka čelní rozteče	$f_{pt}$	0,0110 mm	0,0110 mm
Mezní úchylka základní rozteče	$f_{pb}$	0,0100 mm	0,0100 mm
Náhradní počet zubů	$z_v$	45,506 ul	56,008 ul
Virtuální roztečný průměr	$d_n$	364,051 mm	448,063 mm
Virtuální hlavový průměr	$d_{an}$	387,153 mm	471,330 mm
Virtuální průměr základní kružnice	$d_{bn}$	342,096 mm	421,042 mm
Jednotková korekce bez zúžení	$x_z$	0,3876 ul	0,0981 ul
Jednotková korekce bez podříznutí	$x_p$	-1,0598 ul	-1,6740 ul
Jednotkové posunutí s dovol. podříznutím	$x_d$	-1,3268 ul	-1,9410 ul
Snížení hlavy zubu	$k$	0,0007 ul	0,0007 ul
Jednotková šířka hlavy zubu	$s_a$	0,3469 ul	0,3790 ul
Hlavový úhel profilu	$\alpha_a$	28,5730 deg	27,2802 deg

Příloha 3 Geometrie stálého převodu

## B. Pevnostní výpočet soukolí

### Zatížení

		Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P	337,034 kW	330,293 kW
Otáčky	n	101,40 rpm	54,24 rpm
Krouticí moment	T	31740,000 N m	58153,200 N m
Účinnost	$\eta$	0,980 ul	
Radiální síla	$F_r$	127929,478 N	
Obvodová síla	$F_t$	325285,714 N	
Axiální síla	$F_a$	112004,854 N	
Normální síla	$F_n$	367199,046 N	

### Materiál

		Kolo 1	Kolo 2
		DIN 16MnCr5 dle W-křivky	DIN 16MnCr5 dle W-křivky
Mez pevnosti v tahu	$S_u$	785 MPa	785 MPa
Mez kluzu v tahu	$S_y$	588 MPa	588 MPa
Modul pružnosti v tahu	E	206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	$\mu$	0,300 ul	0,300 ul
Mez únavy v ohybu	$\sigma_{Flim}$	920,0 MPa	920,0 MPa
Mez únavy v dotyku	$\sigma_{Hlim}$	1500,0 MPa	1500,0 MPa

## Výsledky

Součinitel bezpečnosti v dotyku	$S_H$	0,790 ul	0,841 ul
Součinitel bezpečnosti v ohybu	$S_F$	0,614 ul	0,696 ul
Statická bezpečnost v dotyku	$S_{Hst}$	1,281 ul	1,281 ul
Statická bezpečnost v ohybu	$S_{Fst}$	1,365 ul	1,532 ul
Kontrolní výpočet		<b>Kladný</b>	

*Příloha 4 Pevnostní výpočet terénního převodu*

## Zatížení

		Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P	337,034 kW	330,293 kW
Otáčky	n	101,40 rpm	70,20 rpm
Krouticí moment	T	31740,000 N m	44929,733 N m
Účinnost	$\eta$	0,980 ul	
Radiální síla	$F_r$	108976,963 N	
Obvodová síla	$F_t$	277095,238 N	
Axiální síla	$F_a$	95411,542 N	
Normální síla	$F_n$	312799,188 N	

## Materiál

		Kolo 1	Kolo 2
		DIN 16MnCr5 dle W-křivky	DIN 16MnCr5 dle W-křivky
Mez pevnosti v tahu	$S_u$	785 MPa	785 MPa
Mez kluzu v tahu	$S_y$	588 MPa	588 MPa
Modul pružnosti v tahu	E	206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	$\mu$	0,300 ul	0,300 ul
Mez únavy v ohybu	$\sigma_{Flim}$	920,0 MPa	920,0 MPa
Mez únavy v dotyku	$\sigma_{Hlim}$	1500,0 MPa	1500,0 MPa

## Výsledky

Součinitel bezpečnosti v dotyku	$S_H$	0,890 ul	0,923 ul
Součinitel bezpečnosti v ohybu	$S_F$	0,758 ul	0,812 ul
Statická bezpečnost v dotyku	$S_{Hst}$	1,439 ul	1,439 ul
Statická bezpečnost v ohybu	$S_{Fst}$	1,681 ul	1,790 ul
Kontrolní výpočet		<b>Kladný</b>	

*Příloha 5 Pevnostní výpočet silničního převodu*

## Zatížení

		Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P	330,309 kW	323,703 kW
Otáčky	n	54,24 rpm	44,07 rpm
Krouticí moment	T	58153,000 N m	70141,465 N m
Účinnost	$\eta$	0,980 ul	
Radiální síla	$F_r$	137624,087 N	
Obvodová síla	$F_t$	351711,464 N	
Axiální síla	$F_a$	121103,969 N	
Normální síla	$F_n$	396747,348 N	

## Materiál

		Kolo 1	Kolo 2
		DIN 16MnCr5 dle W-křivky	DIN 16MnCr5 dle W-křivky
Mez pevnosti v tahu	$S_u$	785 MPa	785 MPa
Mez kluzu v tahu	$S_y$	588 MPa	588 MPa
Modul pružnosti v tahu	E	206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	$\mu$	0,300 ul	0,300 ul
Mez únavy v ohybu	$\sigma_{Flim}$	920,0 MPa	920,0 MPa
Mez únavy v dotyku	$\sigma_{Hlim}$	1500,0 MPa	1500,0 MPa



## Výsledky

Součinitel bezpečnosti v dotyku	$S_H$	0,996 ul	1,017 ul
Součinitel bezpečnosti v ohybu	$S_F$	0,659 ul	0,675 ul
Statická bezpečnost v dotyku	$S_{Hst}$	1,519 ul	1,519 ul
Statická bezpečnost v ohybu	$S_{Fst}$	1,454 ul	1,484 ul
Kontrolní výpočet		<b>Kladný</b>	

*Příloha 6 Pevnostní výpočet stálého převodu*